

Diseño y estudio de viabilidad de instalaciones de paneles termodinámicos para climatización de piscinas.

PROYECTO FIN DE CARRERA
INGENIERÍA INDUSTRIAL



UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA.

AUTOR: Nerea Madrid García

TUTOR: Vicente Díaz López

OCTUBRE 2013

Me gustaría dedicar este proyecto fin de carrera a todas aquellas personas que me han acompañado durante mis años de estudiante. A los que han estado siempre, los que me han acompañado durante el largo camino dándome su apoyo y animo en los momentos duros y celebrando los obstáculos superados. Aquellos que siempre confiaron en mí y que ni por un momento dudaron que pudiera conseguirlo. A los que a mitad de camino me conocieron y que decidieron que me querían acompañar hasta el final. A aquellos que estuvieron pero se tuvieron que ir. Muchas gracias a todas y cada una de esas personas.

En especial me gustaría dedicárselo a Rubén, mi hermano mayor, que me ha guiado a lo largo de los años intentando que no cometiera errores y que no me saliera de la senda.

A mis padres, Eugenio y Hortensia, por su gran esfuerzo. A ellos que me han animado en los momentos duros y me han instigado a que siguiera adelante y a estar tan ilusionada como el primer día.

A mi tía Cris, ella siempre está cuando la necesito y a mi abu que siempre me saca una sonrisa.

Y por último aunque no en menor importancia a Pedro por ser él, por hacerme feliz y apoyarme todos y cada uno de los días.

Gracias.

❖ **Tabla de contenido**

| | | |
|--------|---|-----|
| ❖ | Índice de figuras | vii |
| ❖ | Índice de tablas..... | x |
| ❖ | Resumen | xi |
| 1. | Introducción y motivaciones | 3 |
| 2. | Objetivos..... | 7 |
| 3. | Estado del arte..... | 11 |
| 3.1. | Introducción..... | 11 |
| 3.2. | Fundamentos de termodinámica | 27 |
| 3.2.1. | Principio cero y temperatura | 27 |
| 3.2.2. | Primera Ley de la Termodinámica | 28 |
| 3.2.3. | Segunda Ley de la Termodinámica | 34 |
| 3.2.4. | Tercera Ley de la Termodinámica..... | 36 |
| 3.3. | Máquinas térmicas..... | 38 |
| 3.3.1. | Eficiencia térmica | 41 |
| 3.3.2. | Refrigeradores y bombas de calor | 43 |
| 3.3.3. | Coeficiente de operación COP | 45 |
| 3.3.4. | Bombas de calor..... | 46 |
| 3.3.5. | El ciclo de Carnot..... | 48 |
| 3.3.6. | El ciclo de Carnot inverso..... | 51 |
| 3.3.7. | La máquina térmica de Carnot..... | 52 |
| 3.3.8. | El refrigerador de Carnot y la bomba de calor | 54 |
| 3.4. | Ciclos de refrigeración | 56 |
| 3.4.1. | Refrigeradores y bombas de calor | 56 |
| 3.4.2. | Ciclo inverso de Carnot | 58 |
| 3.4.3. | Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor | 60 |
| 3.4.4. | Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor | 62 |
| 3.4.5. | Selección del refrigerante adecuado | 64 |
| 3.4.6. | Sistemas de bombas de calor | 66 |
| 3.4.7. | Otros sistemas de refrigeración por compresión de vapor | 68 |
| 3.4.8. | Ciclos de refrigeración de gas | 73 |
| 3.4.9. | Sistemas de refrigeración por absorción | 76 |

| | | |
|--------|--|-----|
| 4. | Descripción del funcionamiento del equipo | 83 |
| 4.1. | Componentes del equipo | 83 |
| 4.2. | Funcionamiento del equipo ¡Error! Marcador no definido. | |
| 4.3. | Refrigerantes empleados en los equipos | 94 |
| 4.4. | Ventajas de los equipos | 98 |
| 5. | Emplazamiento de la instalación | 101 |
| 6. | Instalación..... | 107 |
| 6.1. | Instalación | 107 |
| 6.1.1. | Conexiones eléctricas | 113 |
| 6.1.2. | Conexiones hidráulicas | 114 |
| 6.1.3. | Puesta en marcha | 115 |
| 6.1.4. | Otros componentes | 115 |
| 6.1.5. | Posibles fallos en la instalación..... | 115 |
| 6.1.6. | Mantenimiento e inspección | 116 |
| 7. | Diseño y viabilidad económica | 121 |
| 7.1. | Diseño | 121 |
| 7.2. | Viabilidad económica..... | 124 |
| 8. | Soluciones de instalación clásicas | 131 |
| 8.1. | Bomba de calor | 131 |
| 8.2. | Caldera de gas natural | 133 |
| 8.3. | Caldera de gasóleo..... | 134 |
| 8.4. | Comparativa entre equipos | 135 |
| 9. | Evaluación de impacto ambiental | 139 |
| 10. | Trabajos futuros..... | 143 |
| 11. | Conclusiones..... | 147 |
| 12. | Bibliografía..... | 151 |
| 12.1. | Páginas Web | 151 |
| ❖ | Anexo 1: Diagramas | 156 |

❖ Índice de figuras

| | |
|--|----|
| Figura 1 – Diferentes formas de manifestación de la energía [1] | 11 |
| Figura 2 – Clasificación de las diferentes energías renovables [2] | 15 |
| Figura 3 – Consumo mundial de energía por sectores. [3]..... | 16 |
| Figura 4 – Distribución y reservas de petróleo [3] | 18 |
| Figura 5 – Evolución histórica de la concentración de CO ₂ en la atmósfera [4] | 19 |
| Figura 6 – Inversión mundial en energías renovables 2004 - 2012 [5] | 22 |
| Figura 7 – Dependencia energética de los países de la UE [6] | 23 |
| Figura 8 – Consumos de energía primaria por fuentes en España (ktep) [7]..... | 24 |
| Figura 9 – Consumos de energía primaria por fuentes en España (ktep) [7]..... | 24 |
| Figura 10 – Principio cero [8] | 28 |
| Figura 11 – Fenómeno de radiación [9] | 33 |
| Figura 12 – Máquina térmica [10] | 34 |
| Figura 13 – Máquina térmica 1 [11] | 38 |
| Figura 14 – Máquina térmica 2 [11] | 39 |
| Figura 15 – Central térmica de vapor 1 [11] | 40 |
| Figura 16 – Central térmica de vapor 2 [11] | 40 |
| Figura 17 – Eficiencia energética [11]..... | 41 |
| Figura 18 – Central térmica de vapor 3 [11] | 43 |
| Figura 19 – Equipo de refrigeración 1 [11] | 44 |
| Figura 20 – Equipo de refrigeración 2 [11] | 45 |
| Figura 21 – Sistema de refrigeración 1 [11]..... | 46 |
| Figura 22 – Sistema de refrigeración 2 [11]..... | 46 |
| Figura 23 – Ejecución de un ciclo de Carnot en un sistema cerrado [11] | 50 |
| Figura 24 – Diagrama P-V de un ciclo de Carnot [11] | 51 |
| Figura 25 – Diagrama P-V de un ciclo inverso de Carnot [11] | 52 |
| Figura 26 – Máquina térmica de Carnot [11] | 53 |
| Figura 27 – Máquina térmica reversible [11] | 53 |
| Figura 28 – Diferentes tipos de refrigeradores [28] | 55 |
| Figura 29 – Equipo de climatización [11] | 57 |
| Figura 30 – Esquema y diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor [11] | 59 |

| | |
|---|-----|
| Figura 31 – Diagrama P-h de un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor [11] | 61 |
| Figura 32 – Esquema y diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor [11] | 63 |
| Figura 33 –Funcionamiento de una bomba de calor en invierno y en verano [11] | 68 |
| Figura 34– Sistema de refrigeración en cascada de dos etapas con el mismo refrigerante en ambas etapas [11] | 69 |
| Figura 35 – Un sistema de refrigeración por compresión de dos etapas con una cámara de evaporación instantánea [11] | 70 |
| Figura 36– Esquema y diagrama T-s para una unidad de refrigerador-congelador con un compresor [11] | 72 |
| Figura 37 – Sistema Linde-Hampson para la licuefacción de gases [11] | 73 |
| Figura 38 – Ciclo simple de refrigeración de gas [11] | 74 |
| Figura 39 – Un ciclo de Carnot inverso produce más refrigeración (área bajo B1) con menos entrada de trabajo (área 1A3B) [11] | 75 |
| Figura 40 – Sistema de enfriamiento de ciclo abierto de un avión [11] | 76 |
| Figura 41 – Ciclo de refrigeración de gas con regeneración. [11] | 76 |
| Figura 42 – Ciclo de refrigeración por absorción de amoníaco [11] | 78 |
| Figura 43 – Determinación del COP máximo de un sistema de refrigeración [11] | 79 |
| Figura 44 – Placa solar termodinámica [12] | 84 |
| Figura 45 –Funcionamiento básico del compresor de pistón [13] | 85 |
| Figura 46 – Compresor tipo Scroll [14] | 86 |
| Figura 47 – Válvula de expansión termostática [15] | 87 |
| Figura 48 – Válvula expansión electrónica [16] | 87 |
| Figura 49 – Intercambiador de placas [17] | 88 |
| Figura 50 – Intercambiador tubular | 88 |
| Figura 51 – Grupo termodinámico [12] | 89 |
| Figura 52 – Esquema básico de instalación de los equipos | 90 |
| Figura 53 – Diagrama P-h del gas refrigerante [12] | 91 |
| Figura 54 – Comparativa entre refrigerantes [18] | 95 |
| Figura 55 – Gráfico presión temperatura [19] | 97 |
| Figura 56 – Mapa de la zona Navacerrada, [20] | 101 |
| Figura 57 – Mapa ampliado de la zona [20] | 102 |

| | |
|--|-----|
| Figura 58 – Posicionamiento de los paneles [12] | 108 |
| Figura 59 – Instalación de distribuidores de líquido [12] | 110 |
| Figura 60 – Toma de salida del refrigerante [12] | 111 |
| Figura 61 – Posibles fallos en la instalación [12] | 116 |
| Figura 62 – Diseño de la piscina a instalar [12] | 121 |
| Figura 63 – Programa “Ginepro 2,0” | 121 |
| Figura 64– Catálogo de productos..... | 122 |
| Figura 65 – Catálogo de productos..... | 122 |
| Figura 66 – Catálogo de productos [12] | 124 |
| Figura 67 – Distribución de los paneles [12]..... | 126 |
| Figura 68 – Comparativa de consumo de energía entre distintos equipos..... | 135 |
| Figura 69– Comparativa de consumo de energía entre diferentes equipos.... | 136 |
| Figura 70 – Comparativa de coste entre diferentes equipos | 136 |
| Figura 71 – Gráfico sobre las emisiones de CO2. | 140 |

❖ Índice de tablas

| | |
|--|-----|
| Tabla 1 – Principios de la termodinámica [1] | 37 |
| Tabla 2 – Componentes refrigerante R-407c [2] | 94 |
| Tabla 3 – Tabla propiedades R-407c [3] | 95 |
| Tabla 4 – Componentes refrigerantes R-134a [4] | 96 |
| Tabla 5 – Propiedades refrigerante R-134a [5]..... | 97 |
| Tabla 6 – Compatibilidad con los materiales [6] | 97 |
| Tabla 7 – Valores climáticos [7] | 103 |
| Tabla 8 – Diámetro de las tuberías [8]..... | 112 |
| Tabla 9 – Tiempos de vacío [9] | 112 |
| Tabla 10 – Precarga inicial [10] | 113 |
| Tabla 11 – Temperaturas y presiones de trabajo [11]113 | |
| Tabla 12 – Conexiones eléctricas [12] | 114 |
| Tabla 13 – Presupuesto | 127 |
| Tabla 14 – Presupuestos y consumo..... | 131 |
| Tabla 15 – Presupuestos y consumo..... | 133 |
| Tabla 16 – Presupuestos y consumo..... | 134 |
| Tabla 17 – Emisiones CO2..... | 139 |

❖ Resumen

En este proyecto hemos querido llevar a cabo la instalación de un equipo para la climatización de una piscina de uso unifamiliar en la sierra norte de la comunidad de Madrid. Lo que queremos buscar es un equipo que realice esta función sin un coste excesivo. Por ello hemos elegido los paneles termodinámicos para este fin. Con ellos hemos encontrado una tecnología simple basada en el ciclo de Carnot inverso pero al mismo tiempo revolucionaria ya que hasta ahora no se había usado de esta manera. Lo novedoso también es el uso de un refrigerante de baja temperatura que circula a través de los paneles colocados a la intemperie lo que les ayuda al intercambio térmico con el aire del ambiente. Estos paneles actúan como captadores solares para ayudarse de la radiación solar cuando sea posible.

Esto hace que nuestra tecnología sea considerada por la ley como sustituto de los paneles solares en edificios de nueva construcción para la calificación energética.

A lo largo del trabajo explicaremos su funcionamiento así como los principios básicos y las leyes de la termodinámica que hacen posible que trabaje. Explicaremos las distintas tecnologías que existen. Mostraremos todo lo relacionado con la nueva tecnología de paneles termodinámicos así como todo el proceso de instalación y mantenimiento que requiere el equipo. A continuación haremos un estudio de la climatización de una piscina, los costes, presupuestos y contaminación de las distintas opciones que existen para el calentamiento del agua. Por último haremos una comparativa para hacer un estudio de que instalación es la óptima para nuestro fin. Terminaremos con una breve reflexión que explique a que conclusiones hemos llegado en nuestro estudio.

Para conseguir nuestro propósito nos hemos apoyado en los datos ofrecidos por la empresa “Energy Panel”. Esta es una pequeña empresa situada en Lucena, Córdoba que se encarga de fabricar y distribuir los equipos y la cual ha tenido la amabilidad de proporcionarnos todos los datos requeridos, así como fichas técnicas de los equipos y todo tipo de documentación.

La piscina que vamos a estudiar para nuestro trabajo se trata de una piscina unifamiliar situada en un pequeño pueblo de la sierra de Madrid, Navacerrada. Su localización hace necesaria la climatización de la piscina para un uso placentero. La piscina tiene unas dimensiones de tres metros de ancho por seis de largo con una profundidad media de 1,6m.



Introducción y motivaciones

1. Introducción y motivaciones

Desde siempre el hombre ha querido sacar el máximo provecho a los recursos que tenía a su alcance, en los primeros tiempos lo esencial era el fuego para obtener la energía que día a día se necesitaba, tanto para cocinar para calentarse o para tantas otras tareas cotidianas.

Con la evolución y el desarrollo de la cultura y la ciencia las formas de obtener energía han avanzado con él así como sus usos y utilidades, lo que antes era una necesidad se ha convertido en ocio, confort y entretenimiento. Ahora la energía se obtiene de diversos combustibles y de variadas formas. ¿Quién les hubiera dicho a nuestros antepasados que íbamos a viajar en avión o que íbamos a poder disfrutar de luz tan solo pulsando un botón en nuestros hogares?

Pero no todo es tan sencillo como parece, los recursos cada día son más escasos y más caros y hay más gente que quiere disfrutar de ellos por ello el empeño del hombre es lograr fuentes de combustible inagotables y máquinas con mayor rendimiento. A parte de esto también nos ronda un problema enorme, la contaminación. La contaminación se puede considerar un problema moderno, ya que hace relativamente poco tiempo no nos preocupaban los gases emitidos a la atmosfera, los residuos o el impacto ambiental que supone la extracción de tantos combustibles tanto fósiles, líquidos o gaseosos.

Por todas estas razones hemos hecho este estudio sobre algo tan cotidiano como calentar agua. Para saber cuál es la manera más rentable y con mayor rendimiento para llevar a cabo tareas básicas. Queremos implantar una tecnología simple pero revolucionaría que nos permita ahorrar tanto económicamente como en cuanto a contaminación se refiere.



Objetivos

2. Objetivos

El objetivo de este Proyecto Fin de Carrera es la instalación de un sistema de climatización para una piscina de uso privado unifamiliar. Dicha piscina está situada en el municipio madrileño de Navacerrada a una altitud de 1.894 metros sobre el nivel del mar. Las dimensiones son 6 x 3 x 1,6 m, lo que conlleva un volumen de 28,8 m³.

Entre las características requeridas para cumplir los objetivos destacamos los siguientes puntos:

- Debe de ser una energía limpia que tenga un bajo grado de contaminación.
- Un consumo energético mínimo.
- Una alta eficiencia.
- Que funcione en condiciones adversas como puede ser frío o ausencia de radiación solar.
- Viable para el consumidor desde un punto de vista tanto económico como arquitectónico.
- Debe de ser rentable en un tiempo moderado.
- Sustitutivo de las energías renovables conocidas.

Tras la comparativa con otras fuentes de energía convencionales veremos si los resultados obtenidos en el estudio tienen las exigencias requeridas para el cumplimiento los objetivos marcados. Las otras fuentes a estudio son una bomba de calor, una caldera de gas natural y una caldera de gasóleo. Compararemos el consumo energético, el coste de los equipos así como del combustible usado y por último los gases contaminantes, CO₂, emitidos al ambiente.



Estado del arte

3. Estado del arte

3.1. Introducción

La energía es la capacidad que tienen los cuerpos para producir trabajo, ya sea trabajo mecánico, emisión de luz, generación de calor, etc.

Existen múltiples formas en las que la energía puede manifestarse: cinética, química, eléctrica, nuclear, etc., existiendo la posibilidad de que se transformen entre sí, pero siempre ha de cumplirse el principio de conservación de la energía, el cual afirma que “La energía no se crea ni se destruye, sólo se transforma”.

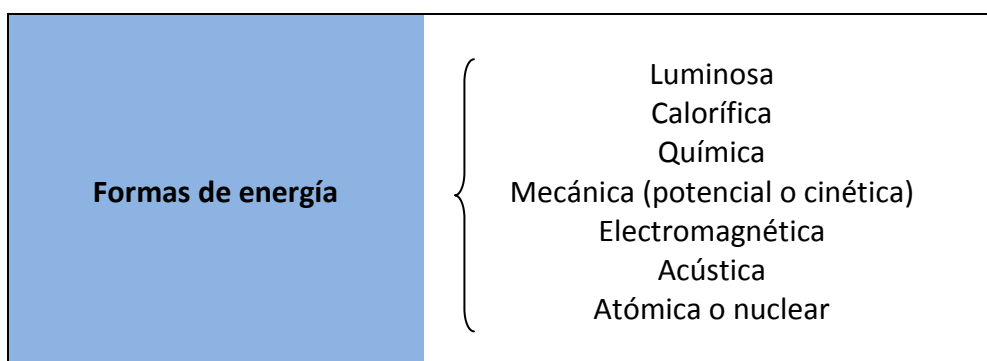


Figura 1 – Diferentes formas de manifestación de la energía [a]

Prácticamente toda la energía de la que disponemos proviene del Sol, ya que éste produce viento, lluvias, etc. dando lugar a las energías renovables (hidráulica, eólica...). Además, el Sol es también la fuente de origen de las energías no renovables, ya que su luz y su calor son la base de numerosas reacciones químicas necesarias para el desarrollo de los vegetales y de los animales, cuyos restos, con el paso del tiempo, dieron lugar a los combustibles fósiles: carbón, petróleo y gas natural.

Desde un punto de vista histórico, el hombre en sus orígenes utilizaba su propia fuerza muscular, fundamentalmente, para cazar. Tras un largo periodo de tiempo, se descubrió el fuego, lo que permitió a los hombres acceder a servicios energéticos como cocinar o calentar la caverna.

Más recientemente, en torno a 2000 años atrás, el hombre comenzó a utilizar los recursos energéticos procedentes de la naturaleza, como el agua y, hace unos 1000 años, el viento. Aparecieron de esta forma los molinos de agua en primer lugar, y los de viento posteriormente.

Sin embargo, el hecho que marcó la historia desde múltiples puntos de vista como son el energético, el social y el económico tuvo lugar a finales del siglo XVIII con la invención de la máquina de vapor. Este dispositivo permitía convertir el calor en fuerza mecánica. Con este invento, se produjo el inicio de la era fósil.

A comienzos del siglo XIX, tuvo lugar la introducción de una nueva forma de energía: la electricidad. Este hecho no es menos importante que la invención de la máquina de vapor, pues permite a la humanidad el consumo de energía en lugares diferentes a donde se genera. Además, la electricidad puede transformarse fácilmente en luz, calor, etc. Sin embargo, no fue hasta finales de ese mismo siglo cuando la electricidad se introdujo en la vida cotidiana de las personas.

Un siglo más tarde, con la invención del automóvil empieza a usarse de forma masiva el petróleo y sus derivados. En la primera mitad del siglo XX comienza a utilizarse el gas natural, y a partir de los años 50 se ponen en funcionamiento las primeras centrales nucleares.

Desde entonces, el hombre ha buscado nuevos combustibles y formas de energía que mejoren su nivel de vida, así como faciliten su trabajo. De este modo, se ha potenciado el uso de energías más limpias que los combustibles fósiles, tal y como se hacía en el origen de los tiempos, aprovechando los recursos naturales como son el Sol y el agua.

De este modo, se puede hacer una distinción de las fuentes de energía atendiendo a su disponibilidad:

- Energías no renovables: Son aquellas fuentes de energía que tienen un carácter limitado en el tiempo, y que debido a su uso, en algún momento se agotarán. Suponen en torno al 90% de la energía mundial. Las principales son la energía nuclear y los combustibles fósiles (petróleo, gas natural y carbón). Sus principales características son
 - ⊕ Generan emisiones y residuos que degradan el medioambiente.
 - ⊕ Son limitadas.
 - ⊕ Provocan dependencia exterior encontrándose exclusivamente en determinadas zonas del planeta.
 - ⊕ Crean menos puestos de trabajo en relación al volumen de negocio que generan.
 - ⊕ Conseguir su control provoca conflictos por su interés estratégico militar.

Una breve descripción de las diferentes energías no renovables sería la siguiente:

- Carbón: Combustible fósil que se encuentra en estado sólido. Es la fuente energética característica de la revolución industrial que se ha ido sustituyendo durante el siglo XX por fuentes no renovables como el petróleo.

Tienen un factor de emisión de CO₂ muy elevados y es el principal causante de la conocida lluvia ácida.

- **Petróleo:** Combustible fósil en estado líquido. Es la fuente energética más utilizada a nivel mundial en la actualidad. Sus reservas están cerca de agotarse y su acaparamiento por parte de pocos países genera enormes tensiones. También tiene unos elevados efectos contaminantes.
- **Gas natural:** Es el más nuevo entre los diferentes combustibles fósiles y se encuentra en estado gaseoso. Sus dificultades para ser almacenado y transportado hicieron que no se considerase en un principio aunque la necesidad de investigar energías alternativas hicieron posible su utilización. Desde el punto de vista contaminante está considerado como el combustible fósil más limpio y el que menor cantidad de emisiones de CO₂ tiene.
- **Energía nuclear:** El principal uso que se le da a esta energía es el de generación de energía eléctrica. En la actualidad, todas las centrales nucleares utilizan la fisión nuclear ya que la fusión actualmente es inviable. El principal problema que presenta esta energía son los residuos nucleares, que tarda miles de años en desaparecer y mucho tiempo en perder su radioactividad. Por eso, este tipo de energía no está bien vista por la sociedad y es causante de numerosos debates en cuanto a su utilización.
- **Energías renovables:** También denominadas como energías alternativas o energías limpias. Se denominan con este nombre a las diferentes energías que son producidas continuamente por la naturaleza y que no se agotan por su uso. Suponen en torno al 10% de la energía mundial pero su utilización y su desarrollo está en constante crecimiento debido al agotamiento de los recursos no renovables. Sus principales características son:
 - ⊕ Su utilización es ilimitada.
 - ⊕ Tienen un gran respeto por el medio ambiente, siendo su contaminación muy inferior a la producida por los combustibles fósiles y en algunos casos esta contaminación es nula.
 - ⊕ Reduce la dependencia energética exterior, ya que los recursos naturales están en todas las partes del planeta.
 - ⊕ Supone una gran creación de puestos de empleo.
 - ⊕ El principal problema que presentan es que su desarrollo aún está en fase de crecimiento, por lo que su instalación no es rentable en comparación con los combustibles fósiles.

A continuación, vamos a hacer una breve descripción de las diferentes formas de energías renovables que se podrían encontrar:

- Solar térmica: Consiste en el aprovechamiento de la radiación solar para calentar un fluido que circula por el interior de paneles solares. Este fluido caliente, se emplea posteriormente para calefacción, ACS o para aumentar la temperatura del agua en piscinas.
- Solar fotovoltaica: Este tipo de energía se basa en aprovechar la radiación solar, al igual que en la solar térmica, pero en este caso ésta incide sobre un material semiconductor denominado panel fotovoltaico para obtener electricidad. Este tipo de energía tuvo un crecimiento exagerado hace unos años pero con el inicio de la crisis económica se ha visto afectado.
- Eólica: Trata de aprovechar el viento para producir electricidad. Su funcionamiento se basa en utilizar la energía eólica proveniente de las corrientes de viento para mover las hélices de los molinos eólicos transformando dicha energía en energía mecánica. Finalmente, ésta se convierte en electricidad mediante un aerogenerador. Este tipo de tecnología está muy avanzada y en España es la energía renovable más empleada.
- Hidráulica: Consiste en el aprovechamiento de la energía potencial producida por la caída del agua desde una determinada altura para producir electricidad. Su funcionamiento se basa en hacer pasar el agua por una turbina, convirtiendo la energía potencial en energía mecánica, y por último la turbina transmite la energía a un generador donde se transforma en electricidad. Este tipo de energía ya era aprovechada por los antiguos, pues utilizaba ruedas hidráulicas para moler el trigo.
- Biomasa: Procede del aprovechamiento de la materia orgánica como madera, restos de animales, etc. Se puede emplear directamente como combustible, así como para obtener combustibles líquidos como el metanol o el etanol. Su uso está muy extendido a nivel mundial.
- Ondimotriz: También es conocida como energía olamotriz. Aprovecha el movimiento de las olas para producir energía. La energía de las corrientes marinas explota el movimiento de las corrientes por medio de molinos similares a los utilizados en la energía eólica, pero en este caso, al tener el agua una mayor densidad que el aire se puede generar una mayor cantidad de electricidad con un área menor de turbina. Su principal problema es su gran costo de instalación, pues aún se encuentra en fase de desarrollo.
- Geotérmica: Esta energía corresponde a la energía calorífica contenida en el interior de la Tierra, que se transmite por conducción termia hasta la superficie. La explotación de esta fuente de energía se realiza perforando el suelo y extrayendo el agua caliente. Si su temperatura es suficientemente elevada, el agua saldrá en forma de vapor de agua y se podrá aprovechar para accionar una turbina.

- **Mareomotriz:** Este tipo de energía es la que resulta de aprovechar las mareas, es decir, la diferencia de altura media de los mares según la posición relativa de la Tierra y la Luna. Esta diferencia de alturas puede aprovecharse interponiendo partes móviles al movimiento natural de ascenso y descenso de las aguas. Mediante su acoplamiento a un alternador se puede generar electricidad.
- **Celda de hidrógeno:** Es un dispositivo electromecánico que convierte continuamente energía química en energía eléctrica a través de una reacción electroquímica.

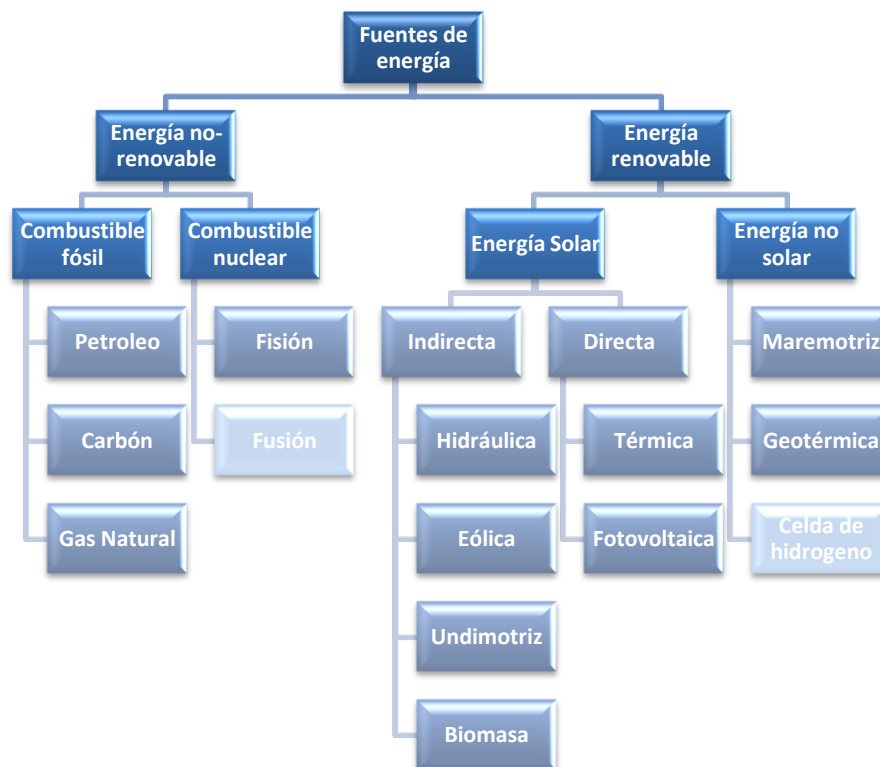


Figura 2 – Clasificación de las diferentes energías renovables [b]

En la figura 3 se puede ver como desde un punto de vista histórico, el consumo energético global aumenta anualmente. Dicho crecimiento, se reparte entre las diferentes fuentes primarias, siendo el carbón (4,4%) y el gas natural (2,7%) los que más crecen. El petróleo, por otra parte, tiene un crecimiento más lento, de entorno al 1,5%. En cuanto a las energías renovables, en esta última década han crecido de manera bastante significativa, pasando del 0,8% en 2.002 al 2,4% en 2.012 de la producción mundial de energía. Sin embargo, en el lado opuesto se encuentra la energía nuclear, la cual por segundo año consecutivo ha sufrido un significativo descenso del 6,9%.

Centrándonos en lo ocurrido en este último año se produjo una caída del crecimiento global del consumo de energía al 1,8% en 2.012, por debajo del 2,4% del

año anterior, siendo los principales motivos la crisis económica así como un uso más eficiente de la energía, lo cual comentaremos más adelante.

Este ligero aumento del consumo energético se debe principalmente a los países emergentes, principalmente China e India quienes sumaron cerca del 90% de este crecimiento, ya que los países de la OCDE utilizaron en ese mismo año un 1,2% menos de energía que el año anterior.

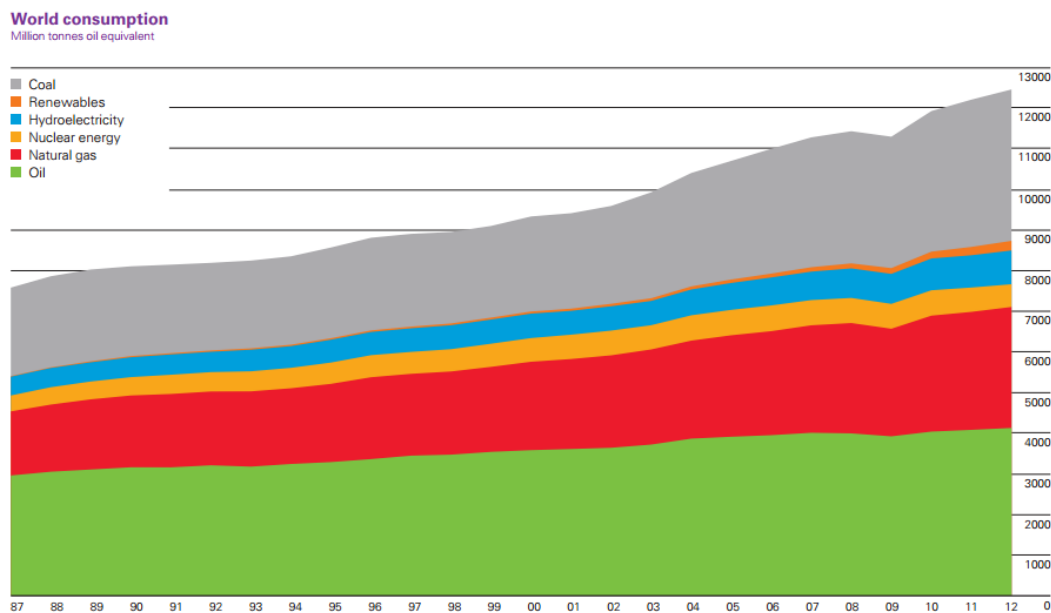


Figura 3 – Consumo mundial de energía por sectores. [1]

Haciendo mayor hincapié en el petróleo, cabe destacar que en el último año su crecimiento (0,9%) ha sido inferior al promedio histórico (1,5%). Dicho crecimiento, se ha producido debido a un aumento del consumo en los países asiáticos, principalmente China y Japón, ya que en los países pertenecientes a la OCDE el consumo disminuyó un 1,3%. Todo ello, conlleva a una disminución por decimotercer año consecutivo de su cuota de mercado (33,1%), situándose a niveles de 1.965.

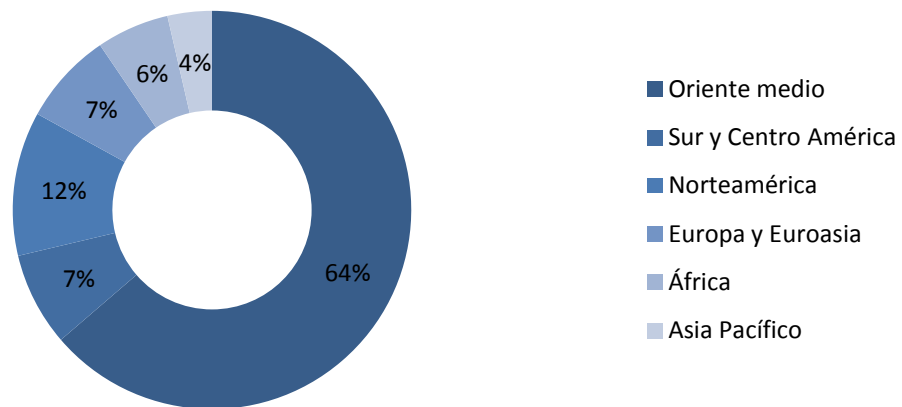
Uno de los principales problemas que presentan los combustibles fósiles es su limitada localización. En particular, prestando especial atención al petróleo, pues es el combustible fósil más empleado, podemos observar como en la figura 4, en torno al 50% de las reservas mundiales están centradas en Oriente Medio, lo cual provoca grandes conflictos sociales y políticos con el resto de países por hacerse con el control de la producción. Todo ello, unido a las actuales crisis políticas que viven los principales países de petróleo ha llevado a un continuo encarecimiento del mismo, de ahí que el resto de combustibles le vayan ganando terreno al petróleo.

Este aumento en el precio del crudo, provoca un aumento de las reservas probadas con respecto a unos años, y a pesar de que esto pueda parecer paradójico, tiene una explicación. Dicho aumento en el precio del barril conlleva a que el

yacimiento que anteriormente no era rentable para su explotación, en la actualidad sí que lo sea, de ahí que ahora haya más reservas de petróleo que antiguamente. Sin embargo, esto no quiere decir que estemos frente a una energía renovable, ya que en algún momento no quedarán más yacimientos de petróleo ni por explotar ni por descubrir.

Según el informe estadístico realizado por BP en 2.013, las reservas de crudo alcanzaron a finales de 2.012 los 1668,9 billones de barriles, suficientes para abastecer durante otros 52,9 años la producción mundial de fuel. Este aumento de las reservas es bastante significativo, ya que en el año 2.002, se calcularon que había 1321,5 billones de barriles, lo cual ha supuesto un aumento del 26% de las reservas en la última década.

1992



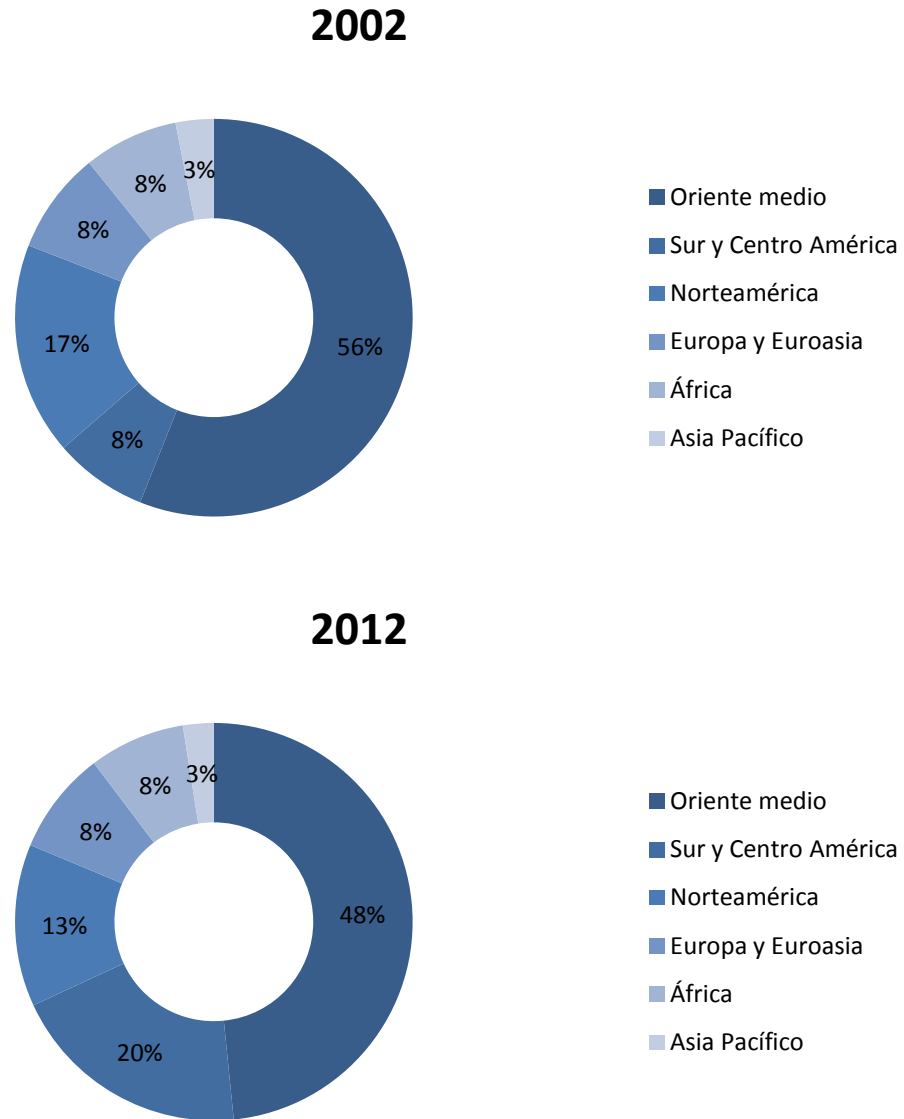


Figura 4 – Distribución y reservas de petróleo [1]

Otro de los problemas que presentan los combustibles fósiles, tal y como se comentó anteriormente, es la elevada contaminación que producen. Para entender mejor cómo se produce dicha contaminación, se va a definir el proceso de combustión de tales combustibles.

El carbón, el petróleo y el gas están formados principalmente por carbono e hidrógeno. El proceso conocido como quemar combustible, no es más que una reacción que se produce con el oxígeno existente en el aire. De esta forma, el carbono se combina con el oxígeno para producir bióxido de carbono (CO_2), y el hidrógeno se combina también con el oxígeno para formar vapor de agua. De tal manera que el CO_2 producido en la combustión es el principal problema, en cuanto a contaminación se refiere, que presentan estos combustibles.

El crecimiento en el consumo energético conlleva a un mayor empleo de los combustibles fósiles, ya que aunque se trabaja en fomentar el uso de las energías renovables, su utilización aún está muy lejos de los combustibles fósiles. La mayor producción de energías no renovables lleva asociado a una mayor emisión de partículas de CO₂ a la atmósfera, tal y como se puede observar en la figura 5.

En ella, se puede apreciar como en los últimos 50 años, se ha aumentado en más de 80 partes por millón la emisión de CO₂ a la atmósfera, lo que supone un aumento del 25% de las emisiones. Estas emisiones son las principales causantes del efecto invernadero, el cual se relaciona directamente con el cambio climático que se vive actualmente.

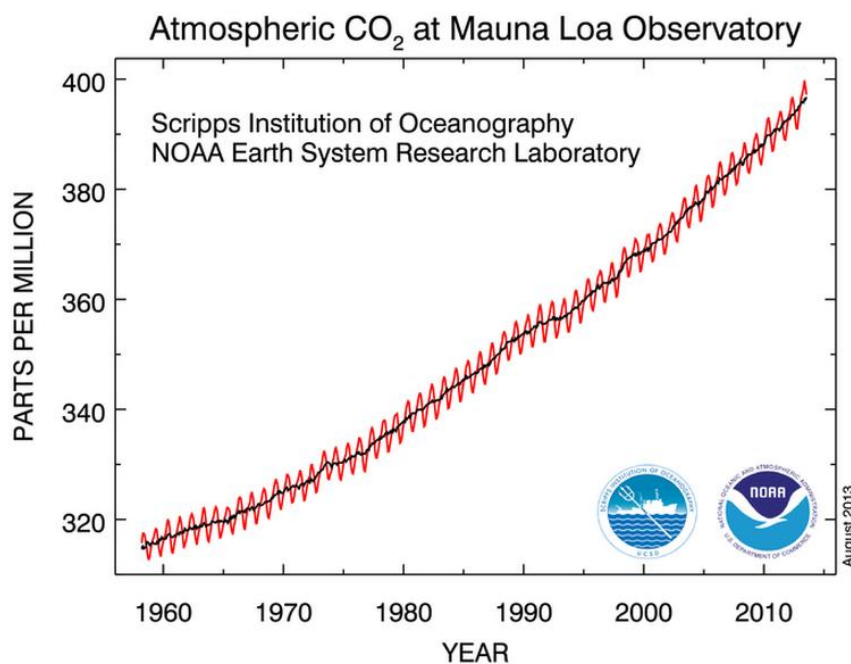


Figura 5 – Evolución histórica de la concentración de CO₂ en la atmósfera [2]

El efecto invernadero es el causante del ascenso gradual de la temperatura del planeta, debido a la presencia creciente en el aire de una serie de gases que atrapan el calor impidiendo su salida al espacio exterior. Estos gases transmiten el calor atrapado al resto de la atmósfera provocando el comentado incremento general de temperatura.

El principal gas que provoca dicho efecto invernadero es el CO₂, de ahí que se pueda llegar a la conclusión de que el actual aumento de las emisiones de dicho gas tienen como consecuencia el aumento en las temperaturas que está sufriendo el planeta. Sin embargo, éste no es el único gas causante de dicho efecto, ya que también hay otros como son los CFC (clorofluorocarbonos) y el metano.

Sin embargo, los combustibles fósiles no están formados únicamente por carbono e hidrógeno, sino que también tienen una pequeña cantidad de azufre (0,5%-

3%). Esta pequeña cantidad de azufre, durante el proceso de combustión se combina con el oxígeno presente en el aire para dar el bióxido de azufre (SO_2). Esta sustancia, es la que más contribuye a la conocida lluvia ácida. Aunque ésta no es la única causante de tal efecto, ya que la presencia de nitrógeno en el aire (79%) hace que a muy altas temperaturas las moléculas de estos gases se puedan combinar para producir óxidos de nitrógeno (NO_x), causantes también de la lluvia ácida.

La lluvia ácida origina numerosos problemas, entre los que destacan el aumento de la acidez de las aguas de ríos y lagos, que implica daños importantes en la vida acuática y el aumento de la acidez de los suelos, que implica cambio en la composición de los mismos.

Estos dos efectos contaminantes son los más conocidos por la población, a pesar de que no afectan directamente a la vida de las personas, ya que el efecto invernadero es el causante de un aumento de las temperaturas y la lluvia ácida afecta a las plantas y a los ríos.

Sin embargo, en la combustión de las energías no renovables no tienen lugar solamente las reacciones descritas anteriormente, sino que ocurren multitud de ellas más, las cuales sí que afectan directamente a la salud humana. A continuación, se va a describir algunas de ellas:

- El carbono de los combustibles fósiles al reaccionar con el oxígeno del aire no solamente produce CO_2 sino que también da lugar al monóxido de carbono (CO). Este gas se enlaza con la hemoglobina, que es la sustancia que transporta el oxígeno hasta las células, y con ello reduce la cantidad de oxígeno disponible. También debilita las contracciones del corazón. Cuanto más pequeñas sean las partículas de CO , más perjudiciales son para la salud.
- El SO_2 causa una gran cantidad de problemas respiratorios, como pueden ser el asma, la bronquitis y el enfisema.
- Los NO_x pueden irritar los pulmones así como causar bronquitis o neumonía.
- El ozono irrita los ojos así como afecta al funcionamiento de los pulmones, reduce la capacidad para efectuar ejercicio, causa dolores de pecho, etc.

Las energías no renovables son las más empleadas actualmente, con cerca del 90% de la producción anual, como ya se ha comentado al inicio de esta introducción. Sin embargo, los problemas asociados tanto a su limitada localización como a su elevada contaminación están suponiendo un cambio de las personas, quienes cada vez más apuestan por el empleo de las energías renovables. Prueba de ello es la figura 6, donde podemos observar como la inversión en este tipo de energías ha sido significativa en la última década.

Sin embargo, en este último año dicho crecimiento se ha visto paralizado por la crisis económica. La retirada de subvenciones por parte de los gobiernos ha sido uno de los principales causantes de esta recesión en cuanto a la inversión en energías renovables se refiere.

A pesar de ello, en la figura 3 se puede apreciar como el empleo de las energías renovables a la hora de producir energía va aumentando de manera paulatina, siendo en la actualidad de entorno al 2,4% del total.

En cuanto a la generación de electricidad, los resultados de las energías renovables batieron su récord histórico, ya que supusieron el 4,7% de la generación eléctrica mundial.

Esta mayor importancia que van adquiriendo las energías renovables, tanto a la hora de producir energía como en generación de electricidad, se debe en gran parte al crecimiento a principios de siglo de la inversión de las mismas, especialmente en solar, como podemos apreciar en la figura 6. En la actualidad, la solar junto a la hidráulica y la eólica son las tecnologías más avanzadas, de forma que también son las más económicas, por lo que su instalación está más avanzada frente al resto de energías verdes.

Sin embargo, esta recesión no ha evitado que su consumo siga en aumento, ya que la amortización de la instalación es relativamente rápida debido principalmente a su ya elevada investigación así como una serie de subvenciones económicas concedidas por los diferentes gobiernos, especialmente el gobierno español. Sobre ello, hablaremos con un mayor detalle más adelante.

Solar and Wind Investments (2004-2012)

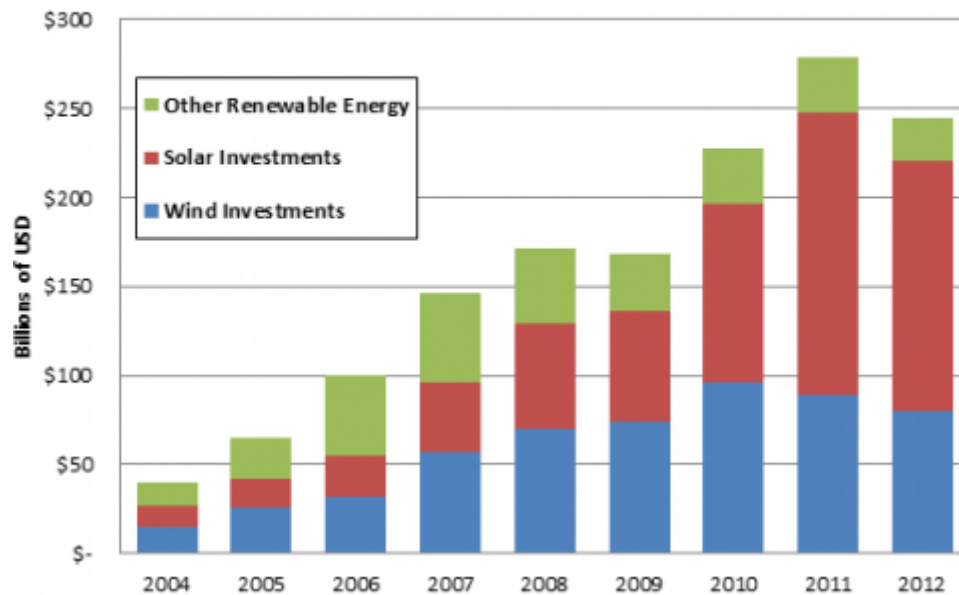


Figura 6 – Inversión mundial en energías renovables 2004 - 2012 [3]

La eficiencia energética es la obtención de los mismos bienes y servicios energéticos, pero con mucha menos energía, con la misma o mayor calidad de vida, con menos contaminación, a un precio inferior al actual, alargando la vida de los recursos y con menos conflicto.

Podríamos decir que esta nueva visión de la eficiencia energética ha ido ganando adeptos debido a la crisis económica, pues desde entonces tanto los gobiernos como los particulares han centrado sus objetivos en conseguir la misma energía pero gastando menos.

Conseguir una mayor eficiencia energética puede hacerse con una simple mejora en la gestión de los recursos, así como con una mayor implicación social. Además, debido a las mejoras tecnológicas, así como a una mejora en la calidad de los materiales con los que se realizan tanto viviendas como oficinas, etc. permiten que todas las pérdidas que sufren los edificios sean menores, de tal forma que ya sea para calefacción o para aire acondicionado la energía necesaria sea inferior.

Esta nueva política de la eficiencia energética adquiere especial importancia en países como España, ya que es una nación mucha dependencia energética del exterior, pues cerca del 80% de la energía que se utiliza es importada, muy por encima de la media europea que se sitúa en el 54%, tal y como podemos apreciar en la figura 7.

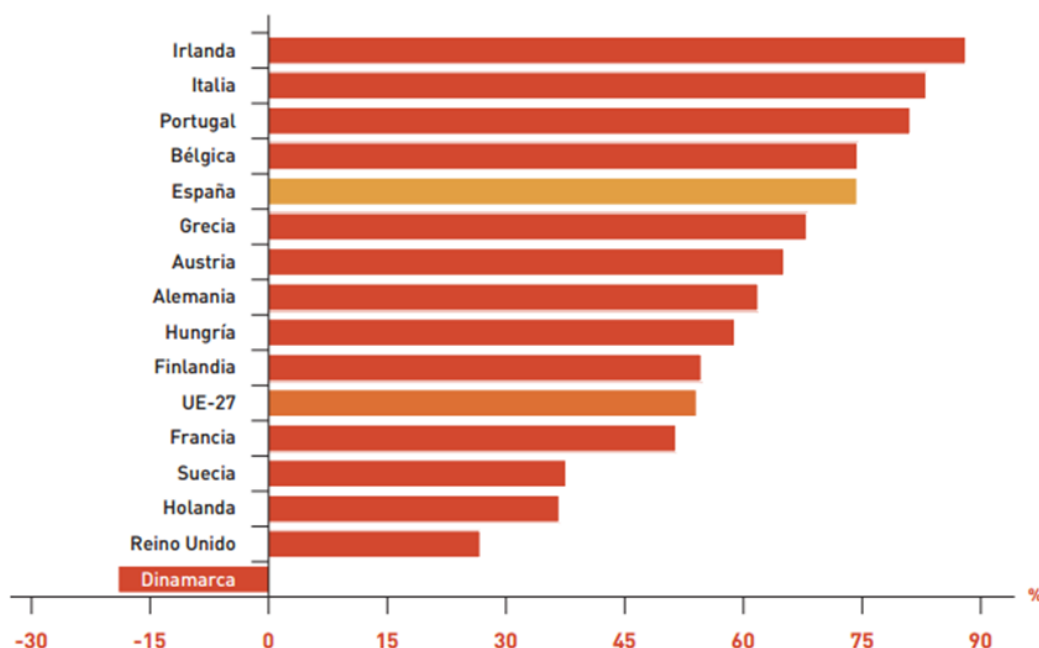


Figura 7 – Dependencia energética de los países de la UE [4]

Debido a esta alta dependencia exterior, el gobierno español está llevando a cabo una serie de medidas, destacando el 2º Plan de Acción de Ahorro y Eficiencia Energética 2.011-2.020 aprobado el 29 de julio de 2.011. El objetivo de dicho decreto es el de obtener una mejora de la intensidad final del 2% interanual en el periodo 2.010-2.020. Para ello, se fomenta el uso de energía procedente de fuentes renovables, así como una mejora en la planificación de los sectores de electricidad y gas.

En la figura 8 se puede apreciar como el objetivo de este Plan, por tanto, de eficiencia, presenta un consumo-objetivo de energía primaria de 142,213 ktep en 2.020, lo que supone un crecimiento interanual del 0,8% desde el año 2.010 y una mejora de la intensidad primaria del 1,5% anual entre ambos años. También cabe mencionar que si bien desde el año 2.010, el objetivo es ir aumentando paulatinamente el consumo de energía primaria, en los años anteriores puede verse como debido a la recesión económica el consumo de la misma disminuyó de manera muy significativa. Es decir, que costaría unos 10 años recuperar el consumo energético anterior a la crisis económica.

Así mismo, en la figura 9 puede apreciarse como el petróleo y la energía nuclear disminuiría su aportación al consumo de energía primaria en favor principalmente de las energías renovables. Además, se puede observar cómo se iría reduciendo la dependencia energética con el exterior, reduciéndola en 2.016 en más de 1.000 ktep.

Además del comentado Plan de Acción de 2.011, este año el gobierno también ha aprobado un Decreto de certificación energética de los edificios. Este decreto, consiste en que todos los edificios, tanto de nueva construcción como los ya

construidos y que quieran ser vendidos o alquilados, deben de tener dicho certificado de eficiencia energética.

Con esta nueva ley, se pretende concienciar más a la gente de la importancia que tiene para nuestro país la eficiencia energética.

| Fuentes | 2004 | 2007 | 2008 | 2009 | 2010 | 2016 | 2020 | 2010-2020 (Tasa variación interanual) (%) |
|----------------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|---|
| Carbón | 20.921 | 20.354 | 13.983 | 10.509 | 8.271 | 10.468 | 10.058 | 1,98 |
| Petróleo | 71.054 | 70.848 | 68.182 | 63.684 | 62.358 | 55.746 | 51.980 | -1,80 |
| Gas natural | 24.671 | 31.601 | 34.782 | 31.096 | 31.003 | 37.147 | 38.839 | 2,28 |
| Nuclear | 16.576 | 14.360 | 15.368 | 13.750 | 16.102 | 14.490 | 14.490 | -1,05 |
| Energías renovables | 8.854 | 9.976 | 10.942 | 12.165 | 14.910 | 21.802 | 27.878 | 6,46 |
| Saldo eléc. (Imp.-Exp.) | -260 | -494 | -949 | -697 | -717 | -1.020 | -1.032 | 3,71 |
| Total | 141.817 | 146.645 | 142.308 | 130.507 | 131.927 | 138.633 | 142.213 | 0,75 |

Figura 8 – Consumos de energía primaria por fuentes en España (ktep) [5]

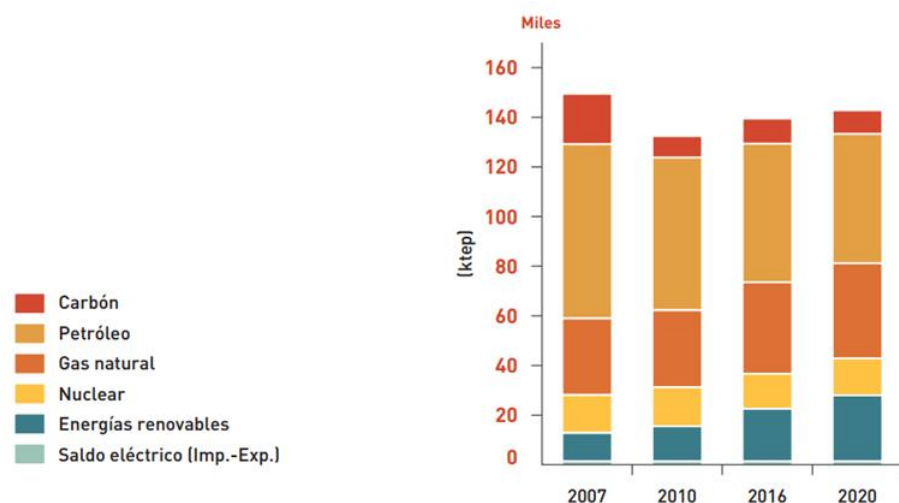


Figura 9 – Consumos de energía primaria por fuentes en España (ktep) [5]

Sin embargo, en los últimos tiempos el gobierno ha adoptado una serie de medidas que podrían decirse que están en controversia con los objetivos de los planes adoptados hace apenas dos años. Las principales medidas adoptadas son:

La retirada de subvenciones a las energías renovables, principalmente a la solar térmica y a la solar fotovoltaica, de forma que las nuevas instalaciones ya no son tan rentables ni llamativas como lo eran anteriormente para los ciudadanos.

La retirada de incentivos a las plantas de ciclo combinado por producir a su máxima potencia, ya que el óptimo de funcionamiento de dichas centrales es producir entorno al 80% de su capacidad. Sin embargo, hace un par de años existían incentivos económicos para aquellas centrales que producían a pleno régimen, pues la contaminación, el precio y el rendimiento de dichas centrales es menor que el de las centrales térmicas de carbón.

Hasta este año, la electricidad que el usuario aportaba a la red procedente de la energía fotovoltaica se le compraba. Sin embargo, hace unos pocos meses se aprobó un decreto por el cual el usuario es quien paga por esa electricidad sobrante que él mismo genera y aporta a la red eléctrica.

Estas son las principales medidas adoptadas en los últimos años por el gobierno en cuanto a las energías renovables, de tal forma que se puede concluir que los objetivos de eficiencia energética en cuanto al consumo en energías renovables se refieren, va a ser bastante complicado de cumplir.

Con todas estas medidas, parece complicado que España pueda mantenerse como uno de los países más punteros en energías renovables del mundo, principalmente en energía eólica y solar.

Toda la inversión realizada por España para fomentar el uso de las energías renovables con el objetivo de reducir de la contaminación atmosférica, está dentro del Protocolo de Kyoto de las Naciones Unidas en la Convención sobre el cambio climático que se celebró el 11 de diciembre de 1.997.

Esta Convención tuvo lugar por la preocupación del aumento sustancial de las concentraciones de gases de efecto invernadero en la atmósfera debidas a las actividades humanas. Estas emisiones, como se ha comentado anteriormente, tienen como resultado un calentamiento adicional de la superficie y la atmósfera de la Tierra.

En dicha Convención, los países industrializados se comprometieron a ejecutar un conjunto de medidas para reducir los gases del citado efecto invernadero. Los gobiernos firmantes de dichos países pactaron disminuir al menos del 5% del total de las emisiones, basadas en los datos de 1.990, en el período de compromiso entre el año 2.008 y 2.012.

Sin embargo, este Protocolo de Kyoto ha tenido (y tiene) diversos problemas para lograr la implicación de todos los países, por lo que su implantación a nivel global aún sigue en el aire 15 años después.

Estados Unidos se adhirió en un principio, sin embargo, en el año 2.001 se retiró del protocolo a pesar de estar de acuerdo en la idea de reducir las emisiones. Su retirada fue debida a la exclusión de países en vías de desarrollo del protocolo, como China o India, ya que dichos países son algunos de los mayores emisores de gases del mundo. El no limitar las emisiones de los países emergentes es considerado por el

gobierno americano como una aplicación ineficiente e injusta del Protocolo así como un grave perjuicio para su economía.

En el lado opuesto a EEUU, se encuentra la Unión Europea que se comprometió a reducir sus emisiones un 8% respecto a las de 1.990. No obstante, según el desarrollo industrial de cada país se le otorgó un margen distinto para sus emisiones. Por ejemplo, a España, dado su retraso industrial respecto al resto de países comunitarios en aquella época (1.998), se le permitió aumentar sus emisiones de gases de efecto invernadero en un 15%. Pero, según el estudio “El Impacto Económico del Protocolo de Kyoto” realizado por CC.OO, las emisiones españolas ya habían aumentado un 38%.

Cabe destacar que el Protocolo de Kyoto no impone ninguna sanción económica si se incumple, aunque impone una multa equivalente al 30% del exceso emitido. Sin embargo, la Unión Europea ratificando su compromiso con el Protocolo, sí que contempla sanciones y obligaciones económicas para las empresas y países que emitan por encima de los compromisos adquiridos.

La vigencia del Protocolo de Kyoto finalizó en el año 2.012. En dicho año, las emisiones de dióxido de carbono aumentaron un 2,6% a nivel mundial, y desde 1.990 se han duplicado, principalmente por las aportaciones de países en desarrollo como China e India.

Tras su expiración, se ha acordado una prórroga de otros ocho años más (diciembre de 2.020) para lograr reducir las emisiones de CO₂. Sin embargo, países como Rusia, Japón y Canadá decidieron no respaldar esta prórroga. De esta forma, lograr el objetivo inicial es una utopía, ya que conseguir la implicación de todos los países está muy lejos de materializarse.

3.2. Fundamentos de termodinámica

Para el describir la tecnología previamente vamos a hacer un estudio en profundidad de la termodinámica y de los procesos de transferencia de calor por los cuales será posible la climatización de la piscina.

La termodinámica proviene de la palabra griega *therme* (calor) y *dynamis* (fuerza) esta morfología hace referencia a los primeros esfuerzos por convertir el calor en energía. Actualmente, el concepto se interpreta de manera amplia para incluir los aspectos de energía y sus transformaciones, incluida la generación de potencia, la refrigeración y las relaciones entre las propiedades de la materia.

Podemos definir la termodinámica como una disciplina que está basada en un número reducido de postulados básicos o axiomas a partir de los cuales, por razonamientos lógicos, se deducen las leyes que gobiernan los fenómenos caloríficos, objetos de esta ciencia. Estos principios no pueden demostrarse por razonamientos matemáticos. Toda su validez descansa en la experiencia. Se puede decir que es la ciencia de la energía.

Durante el siglo pasado se establecieron dos importantes leyes que fueron llamadas primer principio y segundo principio de la termodinámica. Con objeto del primero, enunciado por Joule en 1.843, se estableció la conexión entre el calor y el trabajo mecánico dentro del enunciado general de la conservación de la energía. Mediante el segundo, Carnot 1.824, se determina la dirección según la cual tienen lugar los procesos termodinámicos y el estado de equilibrio de un sistema físico. En 1906 Nernst estableció el tercer principio de la termodinámica, que fija un límite a la temperatura termodinámica y a la entropía. Existe además un principio cero, que define el equilibrio térmico y permite definir el concepto de temperatura.

3.2.1. Principio cero y temperatura

Dos cuerpos separados que están en equilibrio térmico con un tercer cuerpo, también están en equilibrio térmico entre sí.

Todos los sistemas en equilibrio térmico con un sistema de referencia poseen en común una misma propiedad: su temperatura. El principio cero es la base de las medidas termométricas. Dos cuerpos A y B están a la misma temperatura cuando puestos por separado en contacto con un termómetro (C) éste indica valores iguales en su escala. Es decir si $T_A = T_c$ y $T_B = T_C$, entonces $T_A = T_B$.

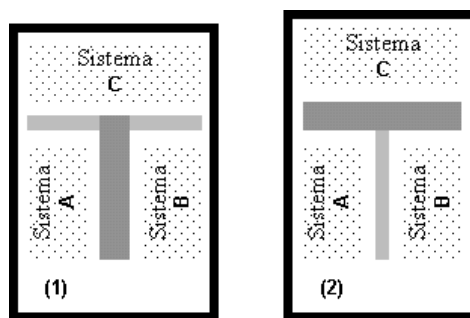


Figura 10 – Principio cero [c]

Para un gas ideal la temperatura se mide con la expresión $T=pV/nR$, pero un verdadero concepto de la temperatura se alcanza con la teoría molecular, según la cual esta magnitud mide la energía cinética media de las moléculas de una sustancia o mediante la mecánica estadística que la define como la sensibilidad de la energía a los cambios de entropía a volumen constante, $T=(\frac{\partial U}{\partial S})_V$.

3.2.2. Primera Ley de la Termodinámica

La energía no se crea ni se destruye, sólo se puede convertir en sus diversas formas.

"De la nada no nacen las cosas. Después de nacer tampoco pueden transformarse en la nada." [Tito Lucrecio Caro (95-55 a.C.), "De rerum Natura.]

A la primera ley de la termodinámica se la conoce también con el nombre de principio de conservación de la energía.

De esta manera cada cantidad de energía por pequeña que sea debe justificarse en cada proceso. Una consecuencia importante de la primera ley es la existencia y definición de energía total E .

Balance de energía. El principio de conservación de la energía se expresa: El cambio neto en la energía total del sistema durante un proceso es igual a la diferencia entre la energía total que entra y la energía total que sale del sistema durante el proceso. Es decir,

$$\left(\text{Energía total que} \right)_{\text{entra del sistema}} - \left(\text{Energía total que} \right)_{\text{sale del sistema}} = \left(\text{cambio en la energía} \right)_{\text{total del sistema}}$$

$$E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} = \Delta E_{\text{sistema}}$$

Esta relación es más conocida como balance del sistema y es aplicable a cualquier tipo de sistema que experimenta cualquier clase de proceso. El uso exitoso de esta relación para resolver problemas de ingeniería depende de la comprensión de las distintas formas de energía y de reconocer los modos de como ésta se transfiere.

Para determinar el cambio de energía de un sistema durante un proceso se requiere evaluar la energía del sistema al principio y al final del proceso y encontrar su diferencia, $\Delta E_{\text{sistema}}$.

La energía es una propiedad del sistema y estas no cambian a menos que cambie el sistema, por lo tanto el cambio de energía de un sistema es cero si el estado no se modifica durante el proceso. La energía se presenta de diferentes y variadas formas: interna (sensible, latente, química y nuclear), cinética, potencial, eléctrica y magnética, por lo que la suma de ellas constituye la energía total, E de un sistema. En ausencia de efectos eléctricos, magnéticos y de tensión superficial (para sistemas compresibles simples), el cambio de energía total del sistema durante un proceso es la suma de los cambios de sus energías interna, cinética y potencial, lo cual se expresa como:

$$\Delta E = \Delta U + \Delta EC + \Delta EP$$

donde:

$$\Delta U = m \cdot (u_2 - u_1)$$

$$\Delta EC = \frac{1}{2} m \cdot (v_2^2 - v_1^2)$$

$$\Delta EP = \frac{1}{2} m \cdot g \cdot (z_2 - z_1)$$

Cuando se especifican los estados inicial y final los valores de las energías internas específicas u_1 y u_2 se determinan directamente de las tablas de propiedades o de las relaciones de propiedades termodinámicas.

Para transferir calor a un sistema lo podemos realizar de tres maneras: calor, trabajo y flujo másico. Las interacciones de energía se reconocen en las fronteras del sistema cuando lo cruzan, y representan la energía que gana o pierde un sistema durante el proceso. En un sistema cerrado, las dos formas de interacción de la energía son las transferencias de calor y de trabajo.

1. Transferencia de calor, Q . La transferencia de calor hacia un sistema incrementa la energía de las moléculas y por tanto la del sistema; asimismo al transferencia de calor desde un sistema la disminuye, ya que la energía transferida como calor viene de la energía de las moléculas del sistema.
2. Transferencia de trabajo, W . Una interacción de energía que no es causada por una diferencia de temperatura entre un sistema y sus alrededores es trabajo.

Flujo másico, m . El flujo másico que entra y sale de un sistema funciona con un mecanismo adicional de transferencia de energía. Cuando entra masa de un sistema, la energía de este aumenta debido a que la masa lleva consigo energía.

El balance de energía se expresa de modo más explícito como:

$$E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} =$$
$$(Q_{\text{entrada}} - Q_{\text{salida}}) + (W_{\text{entrada}} - W_{\text{salida}}) + (E_{\text{masa,entrada}} - E_{\text{masa,salida}}) = \Delta E_{\text{sistema}}$$

La transferencia de calor Q , es cero para sistemas adiabáticos; la transferencia de trabajo W es cero para sistemas en los que no intervienen interacciones de trabajo, y el transporte de energía con E_{masa} es cero para sistemas sin flujo másico a través de sus límites.

Definición termodinámica del calor. Los procesos reales muy difícilmente son adiabáticos, si suponemos un líquido encerrado en un recinto de paredes rígidas que está en contacto a través de una pared diatérmica con uno o más sistemas cuya temperatura es distinta de la del sistema. En estas condiciones decimos que se establece un flujo de calor, Q entre el sistema y sus alrededores. Q por tanto es una medida de la cuantía en que la transformación no es adiabática. El calor se puede definir cuantitativamente en función del trabajo de la siguiente manera. W es el trabajo recibido por el sistema en el intervalo de tiempo comprendido entre t_1 y t_2 . Este trabajo difiere según el modo en que se realice la transición de un estado a otro de equilibrio y difiere también del trabajo W_{ad} de cualquier proceso adiabático. Es decir:

$$W \neq W_{\text{ad}}$$

$$W = U_1 - U_2$$

De acuerdo con el principio de conservación de la energía, esta desigualdad sugiere que cierta energía se ha transferido por un proceso distinto del de realización de trabajo. Esta energía, cuya transferencia ha sido motivada por una diferencia de temperatura entre el sistema y los alrededores se denomina calor y viene medida por la siguiente diferencia:

$$W - W_{\text{ad}} = Q$$

$$Q - W = U_1 - U_2$$

La magnitud Q queda definida para todo proceso. Esta ecuación nos proporciona un medio para medir las variaciones de la energía interna. Los valores absolutos de U son desconocidos. Debido a que $\leq W_{\text{ad}}$ el calor puede ser tanto positivo como negativo o nulo. Si es negativo se cede calor al medio y si es nulo el proceso sería adiabático.

Cuando la transformación es infinitesimal, la expresión debe escribirse de la forma:

$$\delta Q - \delta W = dU$$

Aunque δQ y δW son diferenciales inexactas, la diferencia entre ambas es una diferencia exacta. Si usamos magnitudes específicas, dividiendo por la masa o número de moles, el primer principio se expresaría:

$$\delta q - \delta w = du$$

La transferencia de calor se produce de tres modos: conducción, convección y radiación.

Conducción: La conducción se refiere al transporte de energía en un medio debido a un gradiente de temperatura, y el mecanismo físico es el de la actividad aleatoria atómica o molecular. Se considera como la transferencia de energía de las partículas más energéticas a las menos energéticas de una sustancia debido a las interacciones entre las mismas. Esta energía está relacionada con el movimiento traslacional aleatorio, así como con los movimientos internos de rotación y vibración de las moléculas.

Las temperaturas más altas se asocian con las energías moleculares más altas y, cuando las moléculas vecinas chocan, como lo hacen constantemente, debe ocurrir una transferencia de energía de las moléculas más energéticas a las menos energéticas. En consecuencia la transferencia de energía por conducción debe ocurrir en dirección de la temperatura decreciente.

La Ley de Fourier sirve, en conducción de calor, para calcular la cantidad de energía que se transfiere

$$\vec{q}'' = -K\vec{\nabla}T$$

Siendo K el coeficiente de conductividad térmica [W/mK]. Es una propiedad del material y nos da una idea de cómo de buen conductor es el material. Cuanto mayor sea el coeficiente de conductividad mejor conductor será dicho material.

En coordenadas cartesianas:

$$\vec{\nabla}T = \left(\frac{\partial T}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial T}{\partial y} \vec{j} + \frac{\partial T}{\partial z} \vec{k} \right)$$

En coordenadas cilíndricas:

$$\vec{\nabla}T = \left(\frac{\partial T}{\partial r} \vec{i} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial \phi} \vec{j} + \frac{\partial T}{\partial z} \vec{k} \right)$$

En coordenadas esféricas:

$$\vec{\nabla T} = \left(\frac{\partial T}{\partial r} \vec{i} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} \vec{j} + \frac{1}{r \sin \theta} \frac{\partial T}{\partial \phi} \vec{k} \right)$$

Convección: Se considera que el calor fluirá a través de un medio cuyas moléculas o partículas presentan movimiento relativo, es decir, un medio líquido, gaseoso, o más genéricamente un medio fluido. La convección puede ser natural o forzada.

Por participar un fluido en movimiento (convección=con-el-movimiento), quedan acoplados el problema térmico y el fluidodinámico y habría que resolver las ecuaciones completas de Navier-Stokes para poder calcular el campo de temperaturas y los flujos de calor, en particular el flujo en la pared

$$\vec{q''} = -K \vec{\nabla T}$$

En la práctica se centra el estudio al flujo global de calor entre el fluido y la pared con la fórmula de Newton

$$Q = h \cdot A \cdot (T_{\text{pared}} - T_{\text{fluido}})$$

h define la transmitancia térmica o coeficiente de convección local, se determina ayudándose de correlaciones empíricas obtenidas experimentalmente y A como el área de la superficie. El fluido lleva una velocidad v.

El flujo de calor q'' se expresa como

$$q'' = h \cdot (T_{\text{pared}} - T_{\text{fluido}}) = h \cdot (T_s - T_{\infty})$$

Si se da la siguiente condición entonces sabemos que ocurrirá una transferencia de calor por conducción $T_{\text{fluido}} = T_{\infty} \neq T_{\text{pared}} = T_s$

Radiación: mientras que las transferencias de calor por convección y conducción requieren un gradiente de temperatura la transferencia de calor por radiación no necesita materia para llevarse a cabo. Es un proceso extremadamente importante. Es importante para muchos procesos industriales de calentamiento y enfriamiento. Asociamos la radiación térmica a la intensidad con la que la materia emite energía como resultado de su temperatura finita. El mecanismo de emisión de la radiación se relaciona con la energía liberada como consecuencia de oscilaciones o transiciones de los muchos electrones que componen la materia. Al mismo tiempo dichas oscilaciones son sostenidas por la energía interna, por lo tanto por la temperatura de la materia. En consecuencia asociamos la emisión de radiación térmica con condiciones provocadas térmicamente dentro de la materia.

Todas las formas de materia emiten radiación. Para el cálculo de los intercambios de calor por radiación se necesitan unas magnitudes energéticas:

potencia o flujo energético de una fuente radiante, flujo monocromático, poder emisivo o emitancia de una fuente, emitancia monocromática o espectral de una fuente en un punto.

Absorción, reflexión y transmisión de la radiación. Considerando un haz de energía radiante que incide sobre una superficie. Si llamamos G a la energía radiante global incidente (W/m^2), una porción de energía se absorbe dentro de la materia αG , otra porción se refleja en la superficie ρG y el resto se transmite dentro del cuerpo τG . El factor de absorción α de un cuerpo es la fracción de energía incidente absorbida por el cuerpo. El factor de reflexión, reflectividad, ρ de la superficie es la fracción de energía incidente reflejada y el factor de transmisión, transmisividad, τ es la fracción de energía incidente transmitida a través del cuerpo. El balance de energía resultante es:

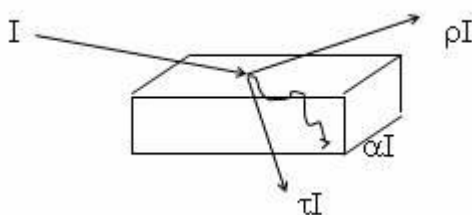


Figura 11 – Fenómeno de radiación [d]

$$\alpha G + \rho G + \tau G = G$$

por lo tanto:

$$\alpha + \rho + \tau = 1$$

Los cuerpos opacos no transmiten nada de radiación incidente. Por tanto $\tau=0$.
 $\alpha + \rho = 1$

Un reflector perfecto es aquel que refleja toda la radiación incidente, $\rho=1$.

Un absorbente perfecto o cuerpo negro es el que absorbe toda la radiación incidente, $\alpha=1$.

Los paneles utilizados en nuestra instalación estarán pintados de negro para que el calor absorbido sea el máximo posible y así poder aprovechar el calor procedente de la radiación solar para calentar el refrigerante usado. Queremos que se aproxime a un cuerpo negro. Un cuerpo negro es aquel que absorbe toda la energía incidente, en todo el espectro de longitudes de onda $\alpha=1$ y $\alpha\lambda=1$. No existe ningún cuerpo real que cumpla esta condición, por lo tanto es conveniente describir un cuerpo que posea una distribución espectral semejante en forma a la de un cuerpo negro, pero con un poder emisivo inferior. Es lo que llamamos *cuerpo gris*.

3.2.3. Segunda Ley de la Termodinámica

Resulta claro que los procesos termodinámicos siempre ocurren en una dirección que es la de la temperatura decreciente es decir el calor siempre se transmite desde el sistema de más temperatura al de menos, sin embargo la primera ley anteriormente descrita no restringe la dirección del proceso. Esta falta de adecuación de la primera ley de para identificar si un proceso puede tener lugar se remedia introduciendo otro principio general la segunda ley de la termodinámica.

Hay dos enunciados clásicos para la segunda ley, el de Kelvin-Plank que se relaciona con las máquinas térmicas y el de Clausius, relacionado con refrigeradores o bombas de calor.

Kelvin-Plank “Es imposible que un dispositivo que opera en un ciclo reciba calor de un solo depósito y produzca una cantidad neta de trabajo”. Es decir, ninguna máquina térmica puede convertir todo el calor que recibe en trabajo útil, debe intercambiar calor con un sumidero de baja temperatura así como con una fuente de temperatura alta para seguir funcionando, “ninguna máquina térmica puede tener una eficiencia del 100 por ciento” o “para que una central eléctrica opere, el fluido de trabajo debe intercambiar calor con el ambiente, así como con el horno”.

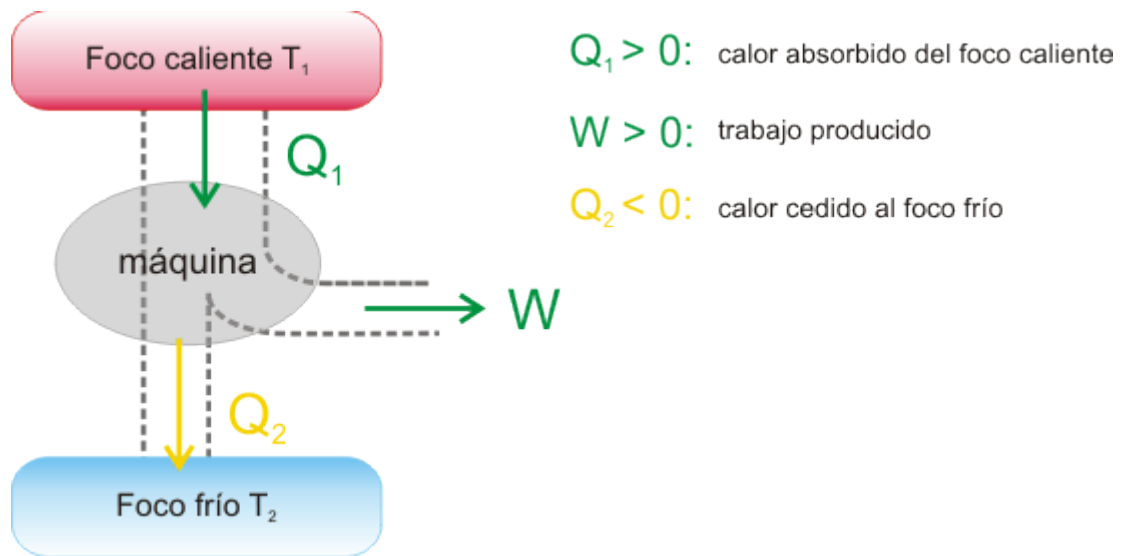


Figura 12 – Máquina térmica [e]

Clausius “Es posible construir un dispositivo que opere en un ciclo sin que produzca ningún otro efecto que la transferencia de calor de un cuerpo de menor temperatura a otro de mayor temperatura”. Establece que un refrigerador no puede operar a menos que su compresor sea propulsado mediante una fuente de energía externa, como un motor eléctrico. Así el efecto neto sobre los alrededores tiene que ver con el consumo de cierta energía en la forma de trabajo, además de las transferencia de calor de un cuerpo más frío a otro más caliente.

Ambos enunciados de la segunda ley son negativos y un enunciado de este tipo no se puede comprobar. La segunda ley de la termodinámica está basada en observaciones experimentales.

Es necesario para entender la termodinámica definir el concepto de entropía. La entropía es una medida de la energía no disponible en un sistema, cuanto más entropía tiene un sistema, menos disponible estará la energía para efectuar trabajo o para transferir calor. En términos generales se puede decir que la entropía es una medida del desorden, o de la aleatoriedad.

En el caso de que la entropía de un proceso sea cero entonces este es reversible y puede regresar a su estado inicial de manera espontánea, es decir, sin ningún tipo de esfuerzo. De la misma manera si una máquina térmica o un dispositivo cíclico no tienen cambio total de entropía se dice que el dispositivo es reversible, ideal. Para un proceso irreversible el cambio de entropía siempre será positivo.

Por lo tanto suponiendo un sistema que verifica una transformación cíclica, denominada desigualdad de Clausius. Esta desigualdad es válida durante todos los ciclos, tanto reversibles como irreversibles.

$$\sum_1^n \frac{Q_i}{T_i} \leq 0 \quad \oint \frac{\partial Q}{T} \leq 0$$

La ecuación que utilizamos para determinar la variación de entropía, S es:

$$\Delta S = \frac{Q_{\text{rev}}}{T}$$

Un cambio de entropía muy pequeño es:

$$\partial S = \frac{\partial Q_{\text{rev}}}{T}$$

De acuerdo con la primera ley de la termodinámica estudiada anteriormente:

$$\partial Q = \partial U + \partial W_k$$

$$\partial S = \frac{\partial U}{T} + \frac{p}{T} \partial V$$

Un cambio infinito de entropía es:

$$\Delta S = \sum \frac{\partial U}{T} + \sum \frac{p}{T} \partial V$$

Por tanto Clausius comprendió que había descubierto una nueva propiedad termodinámica a la cual denominó como ya sabemos entropía, S y fue definida como:

$$dS = \left(\frac{\partial Q}{T} \right)_{\text{int rev}} \left(\frac{\text{KJ}}{\text{K}} \right)$$

Integrando la expresión anterior entre los estados inicial y final podemos determinar la entropía de un sistema:

$$\Delta S = S_1 - S_2 = \int_2^1 \left(\frac{\partial Q}{T} \right)_{\text{int rev}}$$

3.2.4. Tercera Ley de la Termodinámica

El tercer principio tiene su origen en el llamado teorema de Nernst. “La variación de entropía que tiene lugar en un proceso reversible e isoterma en un sistema condensado en equilibrio interno, tiende a cero, cuando $T \rightarrow 0\text{K}$; es decir:

$$\lim_{T \rightarrow 0} \Delta S_T = 0$$

Posteriormente Plank hizo una hipótesis complementaria, según la cual, no sólo la variación de entropía es nula cuando $T \rightarrow 0$, sino la entropía de toda sustancia sólida o líquida en estado de pureza y en equilibrio interno es nula en el cero absoluto:

$$\lim_{T \rightarrow 0} S = 0$$

Esta ecuación es la expresión del tercer principio de la termodinámica. Este principio viene incluido en el siguiente postulado:

“La entropía de todo sistema se anula en el estado para el cual

$$\left(\frac{\partial U}{\partial S} \right)_{V, n_i} = 0$$

es decir para $T=0\text{ K}$.”

El tercer principio de la termodinámica no da lugar a la definición de ningún parámetro fundamental y simplemente establece un límite de entropía.

Aquí podemos ver una tabla resumen con todos los principios de la termodinámica:

| PRINCIPIO | EXPRESIÓN MATEMÁTICA | CONCEPTOS INCLUIDOS | FUNCIONES DE ESTADO DEFINIDAS |
|-----------|---|---|-------------------------------|
| 0 | $dT = 0$ | Equilibrio termodinámico. | Temperatura, T |
| 1 | $dU = \partial U - \partial W$ | Equivalencia de calor y el trabajo. Imposibilidad del móvil perpetuo de primera especie. | Energía interna, U |
| 2 | $\partial Q_s = Tds$ $\oint \frac{\partial Q}{T} \leq 0$ | Irreversibilidad. Principio de evolución. Imposibilidad del móvil perpetuo de segunda especie | Entropía, S |
| 3 | $\lim_{T \rightarrow 0} \Delta S_T = 0$ $\lim_{T \rightarrow 0} S = 0$ | Inaccesibilidad al cero absoluto. | Ninguna |

Tabla 1 – Principios de la termodinámica [10]

3.3. Máquinas térmicas

El trabajo se puede convertir con bastante facilidad en otras formas de energía, pero convertir éstas en trabajo no es nada fácil. El trabajo mecánico que realiza la flecha mostrada en la figura 13 se convierte primero en la energía interna del agua, energía que puede entonces salir del agua como calor. Se sabe por experiencia que cualquier intento por revertir este proceso fallará, es decir, transferir calor al agua no causa que la flecha gire. De ésta y otras observaciones se concluye que el trabajo se puede convertir en calor de manera directa y por completo, pero convertir el calor en trabajo requiere usar algunos dispositivos especiales. Estos dispositivos se llaman máquinas térmicas.

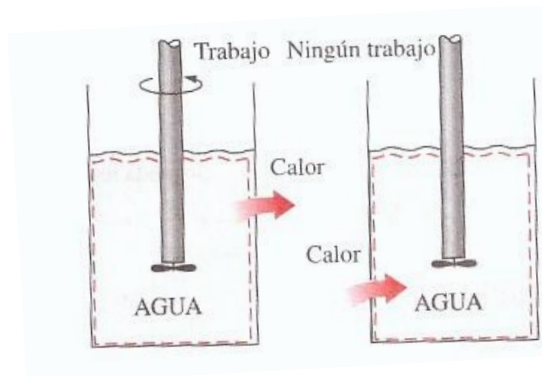


Figura 13 – Máquina térmica 1 [f]

Las máquinas térmicas difieren bastante entre sí, pero es posible caracterizarlas a todas mediante Figura 14:

1. Reciben el calor de una fuente a temperatura alta (energía solar, horno de petróleo, reactor nuclear, ...)
2. Convierten parte de este calor en trabajo.
3. Rechazan el calor de desecho hacia un sumidero de calor de baja temperatura (la atmósfera, los ríos, ...)
4. Operan en un ciclo.

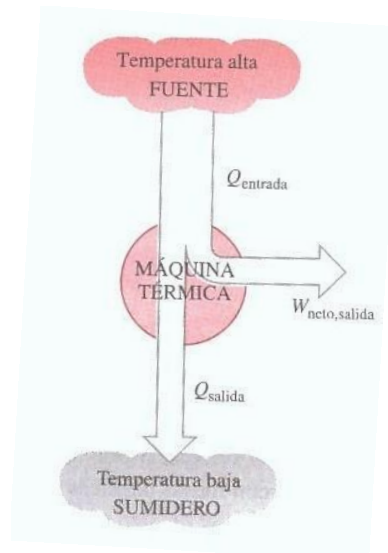


Figura 14 – Máquina térmica 2 [6]

Las máquinas térmicas y otros dispositivos cíclicos por lo común requieren un fluido hacia y desde el cual se transfiere calor mientras experimenta un ciclo. Al fluido se le conoce como fluido de trabajo.

El término máquina térmica se usa con frecuencia en un sentido más amplio que incluye dispositivos que producen trabajo que no operan en un ciclo termodinámico. Las máquinas relacionadas con la combustión interna, como las turbinas de gas y los motores de automóviles, entran en esta categoría. Estos dispositivos operan en un ciclo mecánico pero no en un ciclo termodinámico, porque el fluido de trabajo (los gases de combustión) no experimenta un ciclo completo. En lugar de ser enfriados a la temperatura inicial, los gases de escape se purgan y se reemplazan por una mezcla fresca de aire y combustible al final de ciclo.

El dispositivo productor de trabajo que mejor se ajusta a la definición de una máquina térmica es la central eléctrica de vapor, la cual es una máquina de combustión interna, es decir, la combustión se lleva a cabo fuera de la máquina y la energía liberada durante este proceso se transfiere al vapor como calor. El esquema de una central eléctrica de vapor se muestra en la figura 15, Éste es un diagrama bastante simplificado. Las distintas cantidades mostradas en esta figura son:

$Q_{entrada}$ = cantidad de calor suministrada al vapor en una caldera desde una fuente de temperatura alta (horno)

Q_{salida} = cantidad de calor rechazada del vapor en el condensador hacia un sumidero de temperatura baja (atmósfera, río,...)

W_{salida} = cantidad de trabajo que entrega el vapor cuando se expande en una turbina

W_{salida} = cantidad de trabajo requerida para comprimir agua a la presión de la caldera

Observe que las direcciones de las interacciones de calor y trabajo se indican mediante los subíndices entrada y salida. Por lo tanto, las cuatro cantidades descritas son positivas siempre.

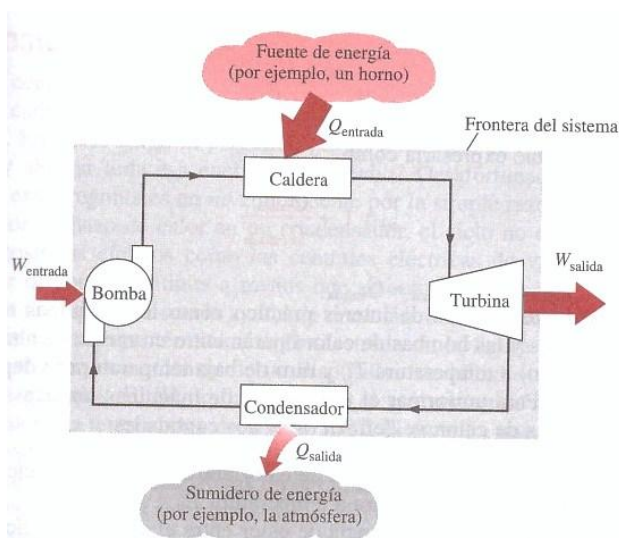


Figura 15 –Central térmica de vapor 1 [6]

La salida de trabajo neto de esta central eléctrica de vapor es la diferencia entre su salida de trabajo total y su entrada de trabajo total, figura 16.

$$W_{\text{neto,salida}} = W_{\text{entrada}} - W_{\text{salida}} \quad (\text{kJ})$$

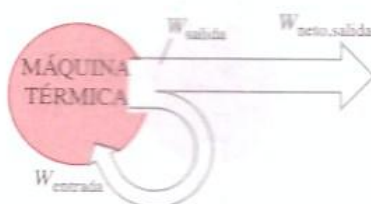


Figura 16 – Central térmica de vapor 2 [6]

El trabajo neto también se puede determinar de los datos de transferencia de calor solamente. Los cuatro componentes de la central eléctrica de vapor tienen que ver con flujo másico que entra y sale, por lo tanto se deben considerar como sistemas abiertos. Sin embargo, estos componentes junto con las tuberías de conexión siempre contienen el mismo fluido (sin contar el vapor que se pudiera escapar, por supuesto). No entra ni sale masa de este sistema de combinación, lo cual se indica por medio del área sombreada en la figura 15; así se puede analizar como un sistema cerrado. Recuerde que para que un sistema cerrado experimente un ciclo, el cambio de energía

interna ΔU es cero y, en consecuencia, la salida de trabajo neto del sistema también es igual a la transferencia de calor hacia el sistema:

$$W_{\text{neto,salida}} = Q_{\text{entrada}} - Q_{\text{salida}} \quad (\text{kJ})$$

3.3.1. Eficiencia térmica

En la ecuación, Q_{salida} representa la magnitud de la energía que se desperdicia con la finalidad de completar el ciclo. Pero Q_{salida} nunca es cero; de esta manera, la salida neta de trabajo de una máquina térmica es siempre menor que la cantidad de entrada de calor. Es decir, sólo parte del calor transferido a la máquina térmica se convierte en trabajo. La fracción de la entrada de calor que se convierte en salida de trabajo neto es una medida del desempeño de una máquina térmica y se llama eficiencia térmica η_{ter} , figura 17.

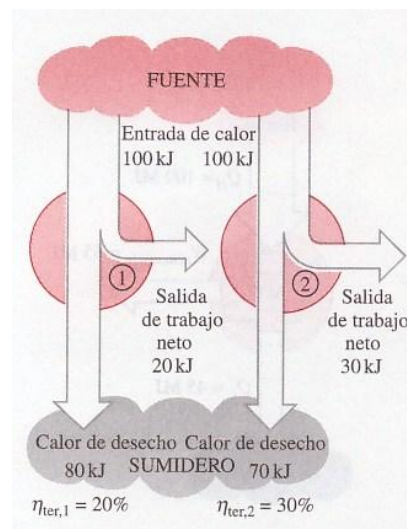


Figura 17 – Eficiencia energética [6]

Para las máquinas térmicas, la salida deseada es la de trabajo neto, mientras que la entrada que requieren es la cantidad de calor suministrado al fluido de trabajo. Entonces la eficiencia térmica de una máquina térmica se puede expresar como:

$$\text{Eficiencia termica} = \frac{\text{Salida de trabajo neto}}{\text{Entrada de calor total}}$$

o bien

$$\eta_{\text{ter}} = \frac{W_{\text{neto,salida}}}{Q_{\text{entrada}}}$$

También es posible expresarla como

$$\eta_{\text{ter}} = 1 - \frac{Q_{\text{salida}}}{Q_{\text{entrada}}}$$

ya que

$$W_{\text{neto,salida}} = Q_{\text{entrada}} - Q_{\text{salida}}.$$

Los dispositivos cíclicos de interés práctico como las máquinas térmicas, los refrigeradores y las bombas de calor operan entre un medio de alta temperatura (o depósito) a temperatura T_H y otro de baja temperatura (o depósito) a temperatura T_L . Para uniformar el tratamiento de máquinas térmicas, refrigeradores y bombas de calor, se definen estas dos cantidades:

Q_H = magnitud de la transferencia de calor entre el dispositivo cíclico y el medio de alta temperatura T_H

Q_L = magnitud de la transferencia de calor entre el dispositivo cíclico y el medio de baja temperatura T_L

Se puede observar que Q_L y Q_H están definidos como magnitudes, por lo tanto son cantidades positivas. La dirección de Q_L y Q_H se determina fácilmente mediante inspección. Entonces, el trabajo neto y las relaciones de eficiencia térmica para cualquier máquina térmica (mostrada en la figura 18) también se pueden expresar como:

$$W_{\text{neto,salida}} = Q_H - Q_L$$

y

$$\eta_{\text{ter}} = \frac{W_{\text{neto,salida}}}{Q_H}$$

o bien,

$$\eta_{\text{ter}} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H}$$

La eficiencia térmica de una máquina térmica siempre es menor a la unidad porque Q_L y Q_H se definen como cantidades positivas.

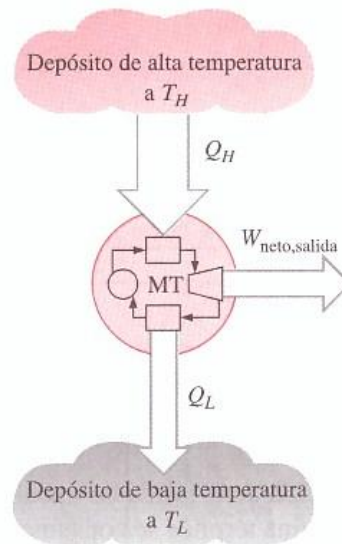


Figura 18 – Central térmica de vapor 3 [6]

La eficiencia térmica es una medida de qué tan eficientemente una máquina térmica convierte el calor que recibe en trabajo, de ahí que los ingenieros tratemos constantemente de mejorar las eficiencias de estos dispositivos dado que mayor eficiencia significa menos consumo de combustible y por lo tanto menores costos y menos contaminación.

Las eficiencias térmicas de dispositivos que producen trabajo son relativamente bajas. Los motores ordinarios de automóviles de ignición por chispa tienen una eficiencia térmica de alrededor de 25%. Es decir, un motor de automóvil convierte cerca del 25% de la energía química de la gasolina en trabajo mecánico. Este número alcanza el 40% en motores diesel y grandes centrales de turbinas de gas, y el 60% en las grandes centrales eléctricas que funcionan con gas y vapor. Así, incluso con las máquinas térmicas más eficientes disponibles en la actualidad, casi la mitad de la energía suministrada termina en ríos, lagos o en la atmósfera como energía de desecho o inútil.

3.3.2. Refrigeradores y bombas de calor

Se sabe por experiencia que el calor se transfiere en la dirección de temperatura decreciente, es decir, desde medios a temperatura alta hacia los de temperatura baja. Este proceso de transferencia de calor ocurre en la naturaleza sin requerir ningún dispositivo. Sin embargo, el proceso inverso no puede ocurrir por sí mismo. La transferencia de calor de un medio que se encuentra a baja temperatura hacia otro de temperatura alta requiere dispositivos especiales llamados refrigeradores.

Los refrigeradores, como las bombas de calor, son dispositivos cíclicos. El fluido de trabajo utilizado en el ciclo de refrigeración se denomina refrigerante. El ciclo de refrigeración que se utiliza con más frecuencia es el ciclo de refrigeración de

compresión de vapor, en el que intervienen cuatro componentes principales: un compresor, un condensador, una válvula de expansión y un evaporador, como se ilustra en la figura 19.

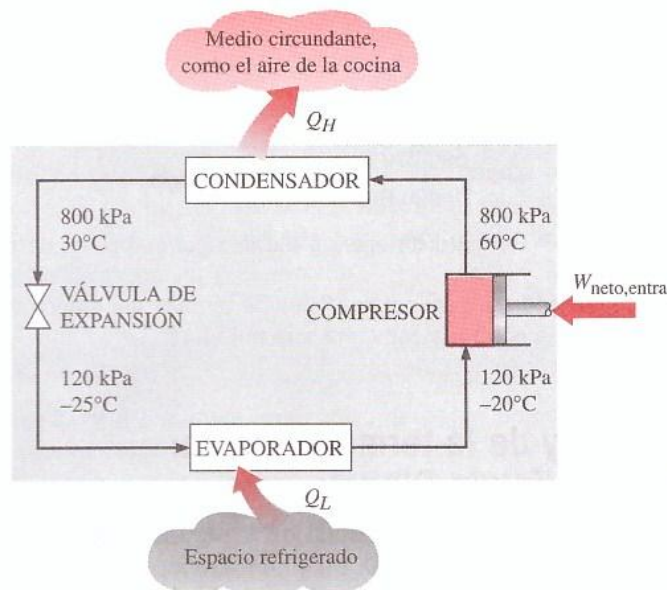


Figura 19 – Equipo de refrigeración 1 [6]

El refrigerante entra al compresor como vapor y se comprime hasta la presión del condensador, posteriormente sale del compresor a una temperatura relativamente alta y se enfría y condensa a medida que fluye por los serpentines del condensador rechazando calor al medio circundante. Después entra al tubo capilar donde su presión y temperatura caen de forma drástica debido al efecto de estrangulamiento. Luego, el refrigerante a temperatura baja entra al evaporador, donde se evapora absorbiendo calor del espacio refrigerado. El ciclo se completa cuando el refrigerante sale del evaporador y vuelve a entrar al compresor.

En un refrigerador doméstico, el compartimento del congelador donde el refrigerante absorbe calor sirve como evaporador, mientras que el serpentín situado comúnmente detrás del refrigerador, donde el calor se disipa hacia el aire de la cocina, sirve como condensador.

El esquema de un refrigerador se muestra en la figura 20. Aquí, Q_L es la magnitud del calor eliminado del espacio refrigerado a temperatura T_L , Q_H es la magnitud del calor rechazado hacia el medio caliente a temperatura T_H y $W_{\text{neto, entrada}}$ es la entrada de trabajo neto al refrigerador. Como se explicó, Q_L y Q_H representan magnitudes, por lo tanto son cantidades positivas.

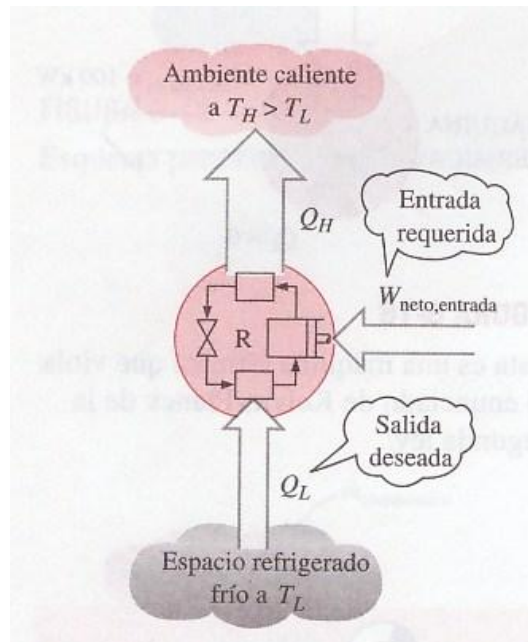


Figura 20 – Equipo de refrigeración 2 [6]

3.3.3. Coeficiente de operación COP

La eficiencia de un refrigerador se expresa en términos del coeficiente de operación (COP, siglas de Coefficient Of Performance), el cual se denota mediante COP_R . El objetivo de un refrigerador es eliminar calor (Q_L) del espacio refrigerado. Para lograr este objetivo, se requiere una entrada de trabajo de $W_{neto, entrada}$. Entonces, el COP de un refrigerador se puede expresar como:

$$COP_R = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_L}{W_{neto, entrada}}$$

Esta relación también se puede expresar en forma de tasa reemplazando Q_L por \dot{Q}_L y $W_{neto, entrada}$ por $\dot{W}_{neto, entrada}$.

El principio de conservación de la energía para un dispositivo cíclico requiere que:

$$W_{neto, entrada} = Q_H - Q_L$$

Entonces, la relación del COP se convierte en:

$$COP_R = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{Q_H/Q_L - 1}$$

Como se observa, el valor del COP_R puede ser mayor que la unidad. Es decir, la cantidad de calor eliminada del espacio refrigerado puede ser mayor que la cantidad de entrada de trabajo. Esto contrasta con la eficiencia térmica, la cual nunca puede ser mayor que 1. De hecho, una razón para expresar la eficiencia de un refrigerador con

otro término, el COP, es el deseo de evitar la rareza de tener eficiencias mayores que la unidad.

3.3.4. Bombas de calor

Otro dispositivo que transfiere calor desde un medio de baja temperatura a otro de alta es la bomba de calor, mostrada esquemáticamente en la figura 21. Los refrigeradores y las bombas de calor operan en el mismo ciclo, pero difieren en sus objetivos. El propósito de un refrigerador es mantener el espacio refrigerado a una temperatura baja eliminando calor de éste. Descargar este calor hacia un medio que está a temperatura mayor es solamente una parte necesaria de la operación, no el propósito. El objetivo de una bomba de calor, sin embargo, es mantener un espacio calentado a una temperatura alta. Esto se logra absorbiendo calor desde una fuente que se encuentra a temperatura baja, por ejemplo, agua de pozo o aire frío exterior en invierno, y suministrando este calor a un medio de temperatura alta como una casa, figura 22.

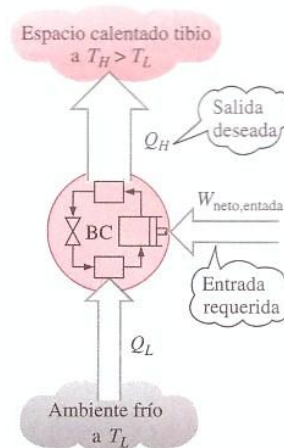


Figura 21 –Sistema de refrigeración 1 [6]

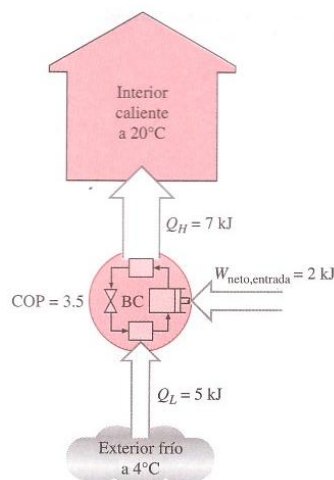


Figura 22 –Sistema de refrigeración 2 [6]

La medida del Coeficiente de Operación de una bomba de calor COP_{HP} se expresa como:

$$COP_{HP} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_H}{W_{\text{neto,entrada}}}$$

que también se puede expresar como:

$$COP_{HP} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{1 - Q_L/Q_H}$$

Una comparación de las ecuaciones 7 y 10 revela que

$$\left\{ \begin{array}{l} COP_R = \frac{Q_L}{W_{\text{neto,entrada}}} \quad (7) \rightarrow W_{\text{neto,entrada}} = \frac{Q_L}{COP_R} \\ COP_{HP} = \frac{Q_H}{W_{\text{neto,entrada}}} \quad (10) \rightarrow W_{\text{neto,entrada}} = \frac{Q_H}{COP_{HP}} \end{array} \right\} \rightarrow \frac{Q_L}{COP_R} = \frac{Q_H}{COP_{HP}} \rightarrow \frac{COP_{HP}}{COP_R} = \frac{Q_H}{Q_L}$$

$$\frac{COP_{HP}}{COP_R} = \frac{Q_H + Q_L - Q_L}{Q_L} = 1 + \underbrace{\frac{Q_L}{Q_L}}_{1/COP_R}$$

$$\frac{COP_{HP}}{COP_R} = 1 + \frac{1}{COP_R}$$

$$\boxed{COP_{HP} = COP_R + 1}$$

para valores fijos de Q_L y Q_H . Esta relación indica que el COP de una bomba de calor siempre es mayor que la unidad puesto que COP_R es una cantidad positiva. Es decir, una bomba de calor funcionará, en el peor de los casos, como un calentador de resistencia al suministrar tanta energía como requiera la casa. Sin embargo, en realidad parte de Q_H se va al aire exterior a través de la tubería y otros dispositivos, por lo que el COP_{HP} podría ser menor que la unidad cuando la temperatura del aire exterior es demasiado baja. Cuando esto sucede, el sistema cambia comúnmente a un modo de calentamiento de resistencia. La mayor parte de las bombas de calor que en la actualidad tienen un COP promedio para las estaciones del año de entre 2 y 3, de ahí que nuestro sistema termodinámico, que más adelante describiremos, adquiera bastante importancia ya que supera con bastantes creces esos números de COP.

La mayor parte de las bombas de calor utilizan aire frío exterior como fuente de calor en invierno, y se conocen como bombas de calor de fuente de aire. El COP de esta clase de bombas de calor es de alrededor de 3.0 en las condiciones especificadas por el diseño. Las bombas de calor de fuente de aire no son apropiadas para climas fríos porque su eficacia disminuye en forma considerable cuando las temperaturas están por debajo del punto de congelación. En esos casos, se pueden emplear las bombas de calor geotérmicas (conocidas también como fuente de tierra) que usan el

suelo como fuente de calor. Estas bombas requieren tuberías enterradas a una profundidad de entre 1 y 2 m, y su instalación es más cara, pero también son más eficientes (hasta 45% más que las bombas de calor de fuente de aire). El COP de las bombas de calor de fuente de tierra es de alrededor de 4,0.

3.3.5. El ciclo de Carnot

Se mencionó anteriormente que las máquinas térmicas son dispositivos cíclicos y que el fluido de trabajo de una de estas máquinas vuelve a su estado inicial al final de cada ciclo. Durante una parte del ciclo el fluido realiza trabajo y durante otra se hace trabajo sobre el fluido. La diferencia entre estos momentos es el trabajo neto que entrega la máquina térmica. La eficiencia del ciclo de una máquina térmica depende en gran medida de cómo se ejecute cada uno de los procesos que constituyen el ciclo. El trabajo neto y, por lo tanto, la eficiencia del ciclo, se pueden maximizar mediante procesos que requieren la mínima cantidad de trabajo y entregan lo más posible, es decir, mediante procesos reversibles. Por lo tanto, no es sorprendente que los ciclos más eficientes sean los reversibles, o sea, ciclos que consisten por completo en procesos reversibles.

En la práctica no es posible lograr ciclos reversibles porque no se pueden eliminar las irreversibilidades relacionadas con cada proceso. Sin embargo, los ciclos reversibles proporcionan límites superiores al desempeño de los ciclos reales. Las máquinas térmicas y los refrigeradores que funcionan en ciclos reversibles sirven como modelos con los cuales comparar las máquinas térmicas y los refrigeradores reales. Los ciclos reversibles también sirven como puntos de partida en el desarrollo de ciclos reales y se modifican según sea necesario para satisfacer ciertos requerimientos.

Es probable que el ciclo reversible más conocido sea el ciclo de Carnot, propuesto en 1824 por el ingeniero francés Sadi Carnot. La máquina térmica teórica que opera en el ciclo de Carnot se llama máquina térmica de Carnot, cuyo ciclo se compone de cuatro procesos reversibles, dos isotermos y dos adiabáticos, y que es posible llevar a cabo en un sistema cerrado o de flujo estable.

Considere un sistema cerrado conformado por un gas contenido en un dispositivo de cilindro-émbolo adiabático, como se ilustra en la figura 23. El aislamiento de la cabeza del cilindro es tal que puede ser eliminado para poner al cilindro en contacto con depósitos que proporcionan transferencia de calor. Los cuatro procesos reversibles que conforman el ciclo de Carnot son los siguientes:

Expansión isotérmica reversible (proceso 1-2, $T_H = \text{constante}$). Inicialmente (estado 1), la temperatura del gas es T_H y la cabeza del cilindro está en contacto estrecho con una fuente a temperatura T_H . Se permite que el gas se expanda lentamente y que realice trabajo sobre los alrededores. Cuando el gas se expande su temperatura tiende a disminuir, pero tan pronto como disminuye la temperatura en una cantidad infinitesimal dT , cierta cantidad de calor se transfiere del depósito hacia el gas, de modo que la temperatura de éste se eleva a T_H . Así, la temperatura del gas

se mantiene constante en T_H . Como la diferencia de temperatura entre el gas y el depósito nunca excede una cantidad diferencial dT , éste es un proceso reversible de transferencia de calor. El proceso continua hasta que el émbolo alcanza la posición 2. La cantidad de calor total transferido al gas durante este proceso es Q_H .

Expansión adiabática reversible (proceso 2-3, la temperatura disminuye de T_H a T_L). En el estado 2, el depósito que estuvo en contacto con la cabeza del cilindro se elimina y se reemplaza por aislamiento para que el sistema se vuelva adiabático. El gas continúa expandiéndose lentamente y realiza trabajo sobre los alrededores hasta que su temperatura disminuye de T_H a T_L (estado 3). Se supone que el émbolo no experimenta fricción y el proceso está en cuasi equilibrio, de modo que el proceso es reversible así como adiabático.

Compresión isotérmica reversible (proceso 3-4, T_L =constante). En el estado 3, se retira el aislamiento de la cabeza del cilindro y se pone a éste en contacto con un sumidero a temperatura T_L . Después una fuerza externa empuja al cilindro hacia el interior, de modo que se realiza trabajo sobre el gas. A medida que el gas se comprime su temperatura tiende a incrementarse, pero tan pronto como aumenta una cantidad infinitesimal dT , el calor se transfiere desde el gas hacia el sumidero, lo que causa que la temperatura del gas descienda a T_L . Así, la temperatura del gas permanece constante en T_L . Como la diferencia de temperatura entre el gas y el sumidero nunca excede una cantidad diferencial dT , éste es un proceso de transferencia de calor reversible, el cual continúa hasta que el émbolo alcanza el estado 4. La cantidad de calor rechazado del gas durante este proceso es Q_L .

Compresión adiabática reversible (proceso 4-1, la temperatura sube de T_L a T_H). El estado 4 es tal que cuando se elimina el depósito de baja temperatura, el aislamiento se coloca de nuevo en la cabeza del cilindro y el gas se comprime de manera reversible hasta volver a su estado inicial (estado 1). La temperatura sube de T_L a T_H durante este proceso de compresión adiabático reversible, que completa el ciclo.

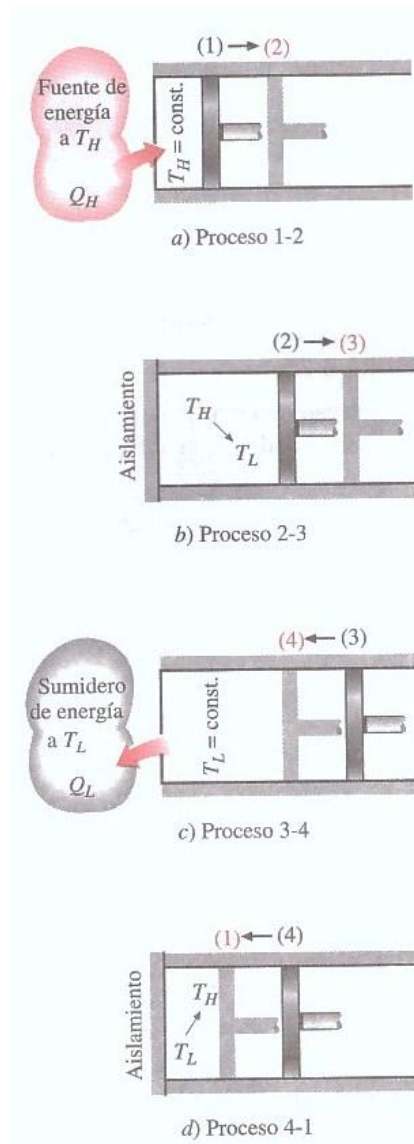


Figura 23 – Ejecución de un ciclo de Carnot en un sistema cerrado [6]

El diagrama P-V de este ciclo se muestra en la figura 24. En un diagrama de este tipo el área bajo la curva del proceso representa el trabajo de frontera para procesos en cuasi equilibrio (internamente reversibles); se observa entonces que para este caso el área bajo la curva 1-2-3 es el trabajo que realiza el gas durante la parte de expansión del ciclo, y el área bajo la curva 3-4-1 es el trabajo realizado sobre el gas durante la parte de compresión del ciclo. El área que encierra la trayectoria del ciclo (área 1-2-3-4-1) es la diferencia entre estas dos y representa el trabajo neto hecho durante el ciclo.

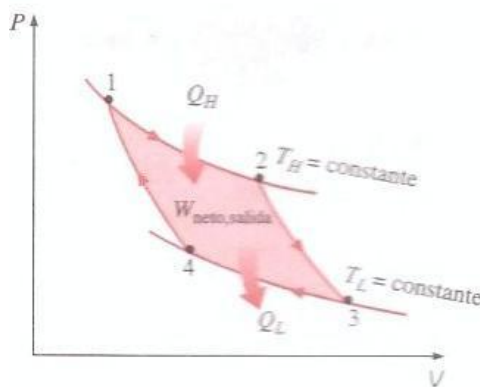


Figura 24 – Diagrama P-V de un ciclo de Carnot [6]

Observe que si se actúa de manera poco generosa y se comprime el gas de forma adiabática en el estado 3 en lugar de hacerlo de modo isotérmico en un esfuerzo por ahorrar Q_L , se terminaría de nuevo en el estado 2, de manera que se vuelve a trazar la trayectoria de proceso 3-2. De este modo se ahorraría Q_L pero no se podría obtener ninguna salida de trabajo neto de esta máquina. Esto ilustra una vez más la necesidad de que una máquina térmica intercambie calor con al menos dos depósitos a diferentes temperaturas para operar en un ciclo y producir una cantidad neta de trabajo.

El ciclo de Carnot también se puede aplicar en un sistema de flujo estable.

Por ser un ciclo reversible, el de Carnot es el más eficiente que opera entre dos límites de temperatura especificados. Aun cuando el ciclo de Carnot no se puede lograr en la realidad, la eficiencia de los ciclos reales se mejora al intentar aproximarse lo más posible al de Carnot.

3.3.6. El ciclo de Carnot inverso

El ciclo de la máquina térmica de Carnot recién descrito es totalmente reversible, por lo tanto todos los procesos que abarca se pueden invertir, en cuyo caso se convierte en el ciclo de refrigeración de Carnot. Esta vez, el ciclo es exactamente el mismo excepto que las direcciones de las interacciones de calor y trabajo están invertidas: el calor en la cantidad Q_L se absorbe de un depósito a baja temperatura, el calor en la cantidad Q_H se rechaza hacia un depósito a alta temperatura, y se requiere una cantidad de trabajo $W_{\text{neto,entrada}}$ para completar todo esto.

El diagrama P-V del ciclo de Carnot invertido es el mismo que corresponde al ciclo de Carnot, excepto que se invierten las direcciones de los procesos, como se muestra en la figura 25.

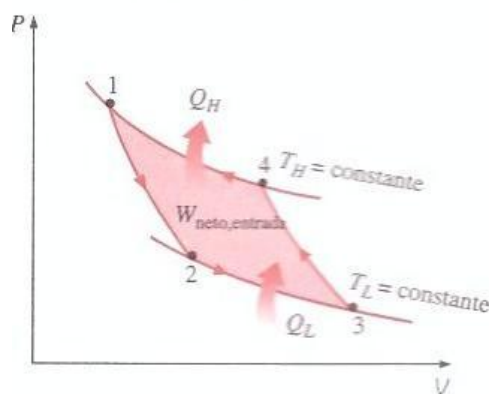


Figura 25 – Diagrama P-V de un ciclo inverso de Carnot [6]

3.3.7. La máquina térmica de Carnot

La hipotética máquina térmica que opera en el ciclo reversible de Carnot se llama máquina térmica de Carnot. La eficiencia térmica de cualquier máquina térmica, reversible o irreversible, determina mediante la ecuación 6 como:

$$\eta_{\text{ter}} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H}$$

donde Q_H es el calor transferido hacia la máquina térmica desde un depósito a temperatura alta a T_H , y Q_L es el calor rechazado hacia un depósito de temperatura baja a T_L . Para máquinas térmicas reversibles, la relación de transferencia de calor en la relación anterior se puede reemplazar por la de temperaturas absolutas de los dos depósitos, según la expresión:

$$\left(\frac{Q_H}{Q_L}\right)_{\text{rev}} = \frac{T_H}{T_L}$$

Entonces la eficiencia de una máquina de Carnot, o de cualquier máquina térmica reversible, se convierte en:

$$\eta_{\text{ter}} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

Esta relación se denomina eficiencia de Carnot porque la de calor de Carnot es la máquina reversible mejor conocida. Ésta es la eficiencia máxima que puede tener una máquina térmica que opera entre los dos depósitos de energía térmica a temperatura T_L y T_H (fig. 26). Todas las máquinas térmicas irreversibles (es decir, reales) que operan entre estos límites de temperatura (T_L y T_H) tienen eficiencias menores. Una máquina térmica real no puede alcanzar esta máxima eficiencia teórica porque es imposible eliminar por completo las irreversibilidades relacionadas con el ciclo real.

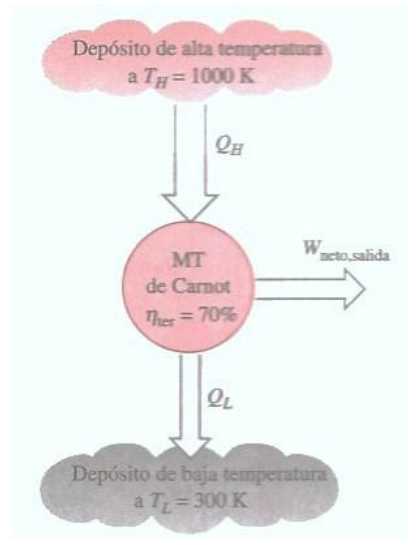


Figura 26 – Máquina térmica de Carnot [6]

Observe que T_L y T_H en la ecuación 14 son *temperaturas absolutas*.

Las eficiencias térmicas de las máquinas térmicas reales y reversibles que operan entre los mismos límites de temperatura se comparan (fig. 27):

$$\eta_{\text{ter}} \begin{cases} < \eta_{\text{ter,rev}} & \text{máquina térmica irreversible} \\ = \eta_{\text{ter,rev}} & \text{máquina térmica reversible} \\ > \eta_{\text{ter,rev}} & \text{máquina térmica imposible} \end{cases}$$

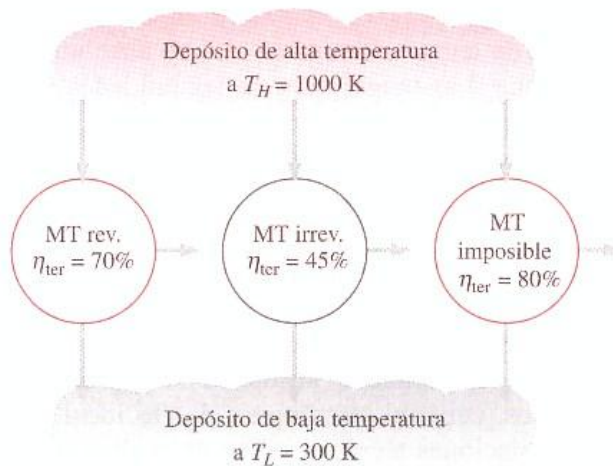


Figura 27 –Máquina térmica reversible [6]

La mayor parte de los dispositivos que producen trabajo (máquinas térmicas) utilizados en la actualidad tienen eficiencias menores a 40%, lo cual parece bajo en comparación con el 100%. Sin embargo, cuando se evalúa el COP de las máquinas térmicas reales, las eficiencias no deben compararse con el 100%, sino con la eficiencia

de una máquina térmica reversible que opera entre los mismos límites de temperatura, porque éste es el límite superior teórico para la eficiencia, no el 100%.

La eficiencia máxima de una central eléctrica a vapor que opera entre $T_H = 1000 \text{ K}$ y $T_L = 300 \text{ K}$ es 70%, como se determina a partir de la ecuación 14. Comparada con este valor, una eficiencia real de 40% al parecer no es tan mala, aun cuando sea posible mejorarla.

De la ecuación 14 resulta obvio que la eficiencia de una máquina térmica de Carnot se incrementa cuando T_H aumenta o cuando T_L disminuye. Esto era de esperarse porque cuando T_L disminuye pasa lo mismo con la cantidad de calor rechazado, mientras que cuando T_L se aproxima a cero la eficiencia del ciclo de Carnot tiende a la unidad. Esto es aplicable también para máquinas térmicas reales. *La eficiencia térmica de las máquinas térmicas reales se puede maximizar al suministrar calor hacia la máquina a la temperatura máxima posible (limitada por la resistencia del material) y al rechazar calor de la máquina a la menor temperatura posible (limitada por la temperatura del medio de enfriamiento, como ríos, lagos o la atmósfera).*

3.3.8. El refrigerador de Carnot y la bomba de calor

Un refrigerador o una bomba de calor, que opera en el ciclo inverso de Carnot, se llama refrigerador de Carnot o bomba de calor de Carnot. El COP de cualquier refrigerador o bomba de calor, reversible o irreversible, se expresa mediante las ecuaciones 9 y 11 como

$$\text{COP}_R = \frac{1}{Q_H/Q_L - 1} \quad \text{y} \quad \text{COP}_{HP} = \frac{1}{1 - Q_L/Q_H}$$

Donde Q_L es la cantidad de calor absorbido del medio de baja temperatura y Q_H es la cantidad de calor rechazada hacia el medio de temperatura alta. Los COP de refrigeradores y bombas de calor reversibles se determinan al reemplazar las razones de transferencia de calor en las anteriores relaciones por los cocientes de las temperaturas absolutas de los depósitos de temperatura alta y baja como se expresa mediante la ecuación 13. Entonces, las relaciones de COP para refrigeradores y bombas de calor reversibles se convierten en:

$$\text{COP}_{R,\text{rev}} = \frac{1}{T_H/T_L - 1}$$

$$\text{COP}_{HP,\text{rev}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H}$$

Éstos son los COP más altos que puede tener un *refrigerador o una bomba de calor que opera entre los límites de temperatura T_L y T_H* . Los refrigeradores o bombas

de calor reales que operan entre estos límites de temperatura (T_L y T_H) tienen menores COP (fig. 28).

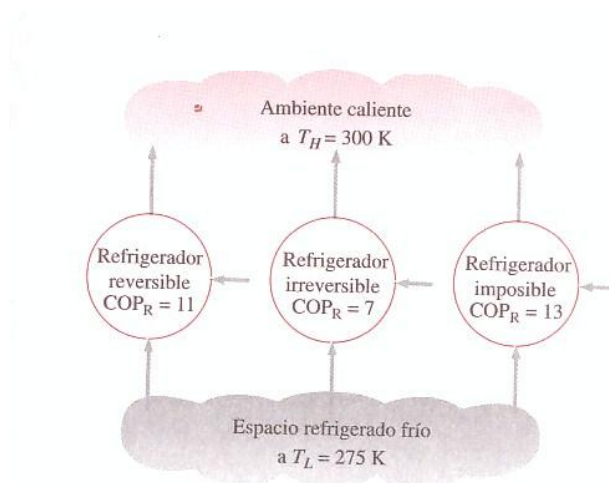


Figura 28 – Diferentes tipos de refrigeradores [6]

Los COP de refrigeradores reales y reversibles que operan entre los mismos límites de temperatura se pueden comparar como sigue

$$\text{COP}_R \begin{cases} < \text{COP}_{R,\text{rev}} & \text{refrigerador irreversible} \\ = \text{COP}_{R,\text{rev}} & \text{refrigerador reversible} \\ > \text{COP}_{R,\text{rev}} & \text{refrigerador imposible} \end{cases}$$

Si se reemplazan los COP_R por COP_{HP} en la ecuación 18 se obtiene una relación similar para las bombas de calor.

El COP para un refrigerador o bomba de calor reversible es el valor teórico máximo para los límites de temperatura especificados. Los refrigeradores o bombas de calor reales pueden aproximarse a estos valores cuando se mejoran sus diseños, pero nunca pueden alcanzarlos.

Como nota final, los COP de refrigeradores y bombas de calor disminuyen cuando T_L decrece, es decir, requiere más trabajo absorber calor de medios de temperatura menor. Cuando la temperatura del espacio refrigerado se aproxima a cero, la cantidad de trabajo requerida para producir una cantidad finita de refrigeración se aproxima a infinito y COP_R tiende a cero.

3.4. Ciclos de refrigeración

3.4.1. Refrigeradores y bombas de calor

Todos sabemos por experiencia propia que el calor fluye en la dirección de las temperaturas decrecientes; esto es, de las regiones de alta temperatura a las de baja. Dicho proceso de transferencia de calor ocurre en la naturaleza sin que se requiera la participación de algún dispositivo. El proceso inverso, sin embargo, no sucede por sí solo. La transferencia de calor de una región de temperatura baja a otra de alta temperatura requiere dispositivos especiales llamados refrigeradores.

Los refrigeradores son dispositivos cíclicos y los fluidos de trabajo utilizados en los ciclos de refrigeración se llaman refrigerantes. Un refrigerador se muestra esquemáticamente en la figura 29. En este caso, Q_L es la magnitud del calor extraído del espacio refrigerado a la temperatura T_L ; Q_H es la magnitud del calor rechazado hacia el espacio caliente a temperatura T_H , y $W_{\text{neto,entrada}}$ es la entrada neta de trabajo al refrigerador. Como se analizó anteriormente, Q_L y Q_H representan magnitudes, y por ello son cantidades positivas.

Otro dispositivo que transfiere calor de un medio de baja temperatura a uno de alta temperatura es la bomba de calor. Los refrigeradores y las bombas de calor son esencialmente lo mismo; únicamente difieren en sus objetivos. El objetivo de un refrigerador es mantener el espacio refrigerado a una temperatura baja al extraer al extraer calor de él. La descarga de este calor en un medio de temperatura alta es una parte necesaria de la operación, no es el propósito. No obstante, el objetivo de una bomba de calor es mantener un espacio calentado a alta temperatura. Esto se logra al absorber calor de una fuente de baja temperatura, como el agua de un pozo o el aire exterior frío en el invierno, y al suministrar este calor a un medio más caliente, como una casa (fig. 29b).

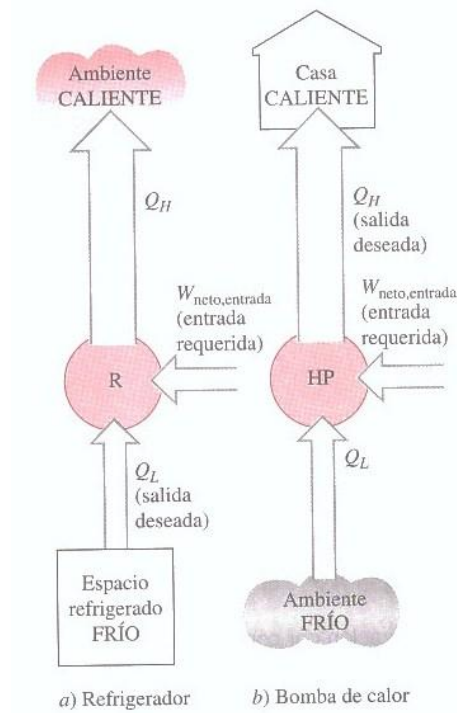


Figura 29 – Equipo de climatización [6]

El COP de refrigeradores y bombas de calor como anteriormente se explicó viene definido como:

$$\text{COP}_R = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{\text{Efecto de enfriamiento}}{\text{Entrada de trabajo}} = \frac{Q_L}{W_{\text{neto,entrada}}}$$

$$\text{COP}_{BC} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{\text{Efecto de calentamiento}}{\text{Entrada de trabajo}} = \frac{Q_H}{W_{\text{neto,entrada}}}$$

Estas relaciones también pueden expresarse en la forma de tasa sustituyendo las cantidades Q_L , Q_H y $W_{\text{neto,entrada}}$ por \dot{Q}_L , \dot{Q}_H y $\dot{W}_{\text{neto,entrada}}$, respectivamente. Como puede observarse tanto COP_R como COP_{BC} pueden ser mayores que 1. Una comparación de las ecuaciones anteriores (demostración realizada anteriormente) revela que:

$$\text{COP}_{BC} = \text{COP}_R + 1$$

para valores fijos de Q_L y Q_H . Esta relación implica que $\text{COP}_{BC} > 1$ puesto que COP_R es una cantidad positiva. Es decir, una bomba de calor funciona, en el peor de los casos, como un calentador de resistencia, que suministra la energía que la casa consume. En realidad, sin embargo, parte de Q_H se pierde en el aire exterior por las tuberías y otros dispositivos, y COP_{BC} puede caer por debajo de la unidad cuando la temperatura del aire exterior es muy baja. Cuando esto pasa, el sistema normalmente se cambia a un

sistema auxiliar de combustible (gas natural, propano, petróleo...) o de calentamiento de resistencia.

La capacidad de enfriamiento de un sistema de refrigeración –es decir, la tasa de calor extraído del espacio refrigerado– a menudo se expresa en términos de toneladas de refrigeración. La capacidad de un sistema de refrigeración que puede congelar 1 tonelada de agua líquida a 0°C en hielo a 0°C en 24 horas será 1 tonelada. Una tonelada de refrigerante es equivalente a 211 kJ/min, La carga de enfriamiento de una residencia típica de 200 m² está en el intervalo de 3 toneladas (10 kW).

3.4.2. Ciclo inverso de Carnot

Como vimos anteriormente, el ciclo de Carnot es un ciclo totalmente reversible que se compone de dos procesos isotérmicos reversibles y de dos procesos isentrópicos. Tiene la máxima eficiencia térmica para determinados límites de temperatura y sirve como un estándar contra el cual los ciclos de potencia reales se comparan.

Puesto que es un ciclo reversible, los cuatro procesos que comprende el ciclo de Carnot pueden invertirse. Al hacerlo también se invertirán las direcciones de cualquier interacción de calor y de trabajo. El resultado es un ciclo que opera en dirección contraria a las manecillas del reloj en el diagrama T-s, que se llama el ciclo inverso de Carnot. Un refrigerador o bomba de calor que opera en el ciclo inverso de Carnot es definido como un refrigerador de Carnot o una bomba de calor de Carnot.

Considere un ciclo inverso de Carnot ejecutado dentro de la campana de saturación de un refrigerante, según lo muestra la figura 30. El refrigerante absorbe calor isotérmicamente de una fuente de baja temperatura a T_L en la cantidad de Q_L (proceso 1-2), se comprime isentrópicamente hasta el estado 3 (la temperatura se eleva hasta T_H), rechaza calor isotérmicamente a un sumidero de alta temperatura a T_H en la cantidad Q_H (proceso 3-4) y se expande isentrópicamente hasta el estado 1 (la temperatura desciende hasta T_L). El refrigerante cambia de un estado de vapor saturado a un estado líquido saturado en el condensador durante el proceso 3-4.

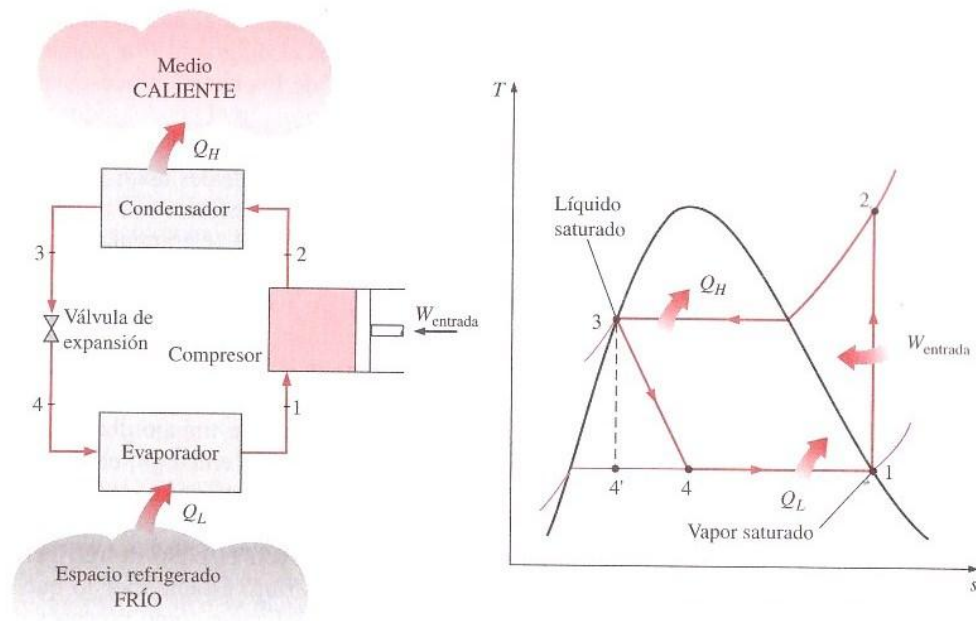


Figura 30 – Esquema y diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor [6]

Los COP de los refrigeradores y de las bombas de calor de Carnot se expresan en términos de la temperatura como:

$$\text{COP}_{\text{R,Carnot}} = \frac{1}{T_H/T_L - 1}$$

y

$$\text{COP}_{\text{BC,Carnot}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H}$$

Observe que ambos COP aumentan cuando la diferencia entre ambas temperaturas decrece, esto es, cuando T_L se eleva o T_H baja.

El ciclo invertido de Carnot es el ciclo de refrigeración más eficiente que opera entre dos niveles específicos de temperatura. Por lo tanto, es natural considerarlo en primer lugar como un ciclo ideal esperado para los refrigeradores y las bombas de calor. Si pudiéramos, ciertamente podríamos adaptarlo como el ciclo ideal.

Los dos procesos isotérmicos de transferencia de calor no son difíciles de alcanzar en la práctica dado que al mantener una presión constante automáticamente se fija la temperatura de una mezcla de dos fases en el valor de saturación. Por consiguiente, los procesos 1-2 y 3-4 pueden ser aproximados en los evaporadores y condensadores reales. Sin embargo, los procesos 2-3 y 4-1 no pueden aproximarse lo suficiente en la práctica. Esto se debe a que los procesos 2-3 incluyen la compresión de una mezcla líquido-vapor que requiere un compresor que maneje dos fases, y el

proceso 4-1 implica la expansión de un refrigerante con alto contenido de humedad en una turbina.

En apariencia, estos problemas se eliminarán si se ejecuta el ciclo invertido de Carnot fuera de la región de saturación. Pero en este caso tenemos dificultades para mantener las condiciones isotérmicas durante los procesos de absorción y rechazo de calor. Por ello, concluimos que el ciclo invertido de Carnot no puede aproximarse en los dispositivos reales y no es un modelo realista para los ciclos de refrigeración. A pesar de ello, el ciclo invertido de Carnot sirve como un estándar contra el cual se comparan los ciclos reales de refrigeración.

3.4.3. Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor

Muchos de los aspectos imprácticos asociados con el ciclo invertido de Carnot pueden ser eliminados al evaporar el refrigerante por completo antes de que se comprima, y al sustituir la turbina con un dispositivo de estrangulamiento, tal como una válvula de expansión o un tubo capilar. El ciclo que resulta se denomina ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, y se muestra de manera esquemática y en un diagrama T-s en la figura 30. El ciclo de refrigeración por compresión de vapor es el que más se utiliza en refrigeradores, sistemas de acondicionamiento de aire y bombas de calor. Se compone de cuatro procesos:

- 1-2 Compresión isoentrópica en un compresor
- 2-3 Rechazo de calor a presión constante en un condensador
- 3-4 Estrangulamiento en un dispositivo de expansión
- 4-1 Absorción de calor a presión constante en un evaporador

En un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, el refrigerante entra al compresor en el estado 1 como vapor saturado y se comprime isentrópicamente hasta la presión del condensador. La temperatura del refrigerante aumenta durante el proceso de compresión isoentrópica, hasta un valor bastante superior al de la temperatura del medio circundante. Después el refrigerante entra en el condensador como vapor sobrecalentado en el estado 2 y sale como líquido saturado en el estado 3, como resultado del rechazo de calor hacia los alrededores. La temperatura del refrigerante en este estado se mantendrá por encima de la temperatura de los alrededores.

El refrigerante líquido saturado en el estado 3 se estrangula hasta la presión del evaporador al pasarlo por una válvula de expansión o por un tubo capilar. La temperatura del refrigerante desciende por debajo de la temperatura del espacio refrigerado durante este proceso. El refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y vuelve a entrar al compresor, completando el ciclo.

En un refrigerador doméstico los tubos en el compartimento del congelador, donde el calor es absorbido por el refrigerante, sirven como el evaporador. Los serpentines detrás del refrigerador, donde el calor se disipa en el aire de la cocina, sirven como condensador.

En nuestro caso, las placas termodinámicas instaladas en el exterior del edificio son las que actúan como evaporador y los serpentines que están en el interior del acumulador de agua sirven como condensador, en el caso de calentar agua.

El área bajo la curva del proceso en un diagrama T-s representa la transferencia de calor en procesos internamente reversibles. El área bajo la curva del proceso 4-1 representa el calor absorbido por el refrigerante en el evaporador, y el área bajo la curva del proceso 2-3 representa el calor rechazado en el condensador. Una regla empírica es que el COP mejora entre 2 y 4% por cada °C que eleva la temperatura de evaporación o que disminuye la temperatura de condensación.

Otro diagrama utilizado con frecuencia en el análisis de los ciclos de refrigeración por compresión de vapor es el diagrama P-h, como se muestra en la figura 31. En este diagrama, tres de los cuatro procesos aparecen como líneas rectas, y la transferencia de calor –en el condensador y el evaporador– es proporcional a las longitudes de las curvas del proceso correspondientes.

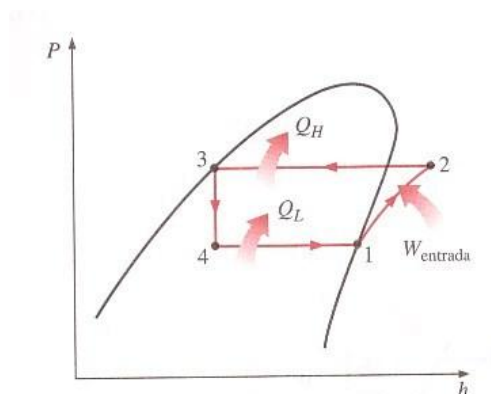


Figura 31 – Diagrama P-h de un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor [6]

Se puede observar que a diferencia de los ciclos ideales analizados antes, el ciclo de refrigeración por compresión de vapor no es un ciclo internamente reversible puesto que incluye un proceso irreversible (estrangulamiento). Este proceso se mantiene en el ciclo para hacerlo un modelo más realista para el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor. Si el dispositivo de estrangulamiento fuera sustituido por una turbina isentrópica, el refrigerante entraría en el evaporador en el estado 4' y no en el estado 4. En consecuencia, la capacidad de refrigeración se incrementaría (por el área bajo la curva del proceso 4-4' en la figura 30) y la entrada neta de trabajo disminuiría (por la cantidad de salida de trabajo de la turbina). Sin embargo, el remplazo de la válvula de expansión por una turbina no es práctico, ya que los beneficios adicionales no justifican el costo y la complejidad que se generan.

Las cuatro componentes asociadas con el ciclo de refrigeración por compresión de vapor son dispositivos de flujo estable, por lo que los cuatro procesos que integran el ciclo pueden analizarse como procesos de flujo estable. Los cambios en la energía cinética y potencial del refrigerante suelen ser pequeños en relación con los términos de trabajo y transferencia de calor, y por lo tanto, pueden ignorarse. Entonces la ecuación de energía de flujo estable por unidad de masa se reduce a

$$(q_{\text{entrada}} - q_{\text{salida}}) + (w_{\text{entrada}} - w_{\text{salida}}) = h_e - h_i$$

El condensador y el evaporador no implica ningún trabajo y el compresor puede calcularse como adiabático. Entonces los COP de refrigeradores y bombas de calor que operan en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor pueden expresarse como

$$\text{COP}_R = \frac{q_L}{w_{\text{neto,entrada}}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

y

$$\text{COP}_{BC} = \frac{q_H}{w_{\text{neto,entrada}}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$

La refrigeración por compresión de vapor se remonta a 1.834, cuando el inglés Jacob Perkins recibió una patente para una máquina de hielo de ciclo cerrado que usaba éter u otros fluidos volátiles como refrigerantes. Se fabricó un modelo utilizable de esta máquina, pero nunca se produjo comercialmente. En 1.850, Alexander Twining empezó a diseñar y construir máquinas de hielo por compresión de vapor. Al principio, los sistemas de refrigeración por compresión de vapor eran grandes y utilizados principalmente para producir hielo, preparar cerveza y conservar alimentos en frío. Carecían de control automático y eran accionados por una máquina de vapor. En la década de 1.890, algunas máquinas más pequeñas, activadas por motores eléctricos y equipadas con control automático, empezaron a sustituir a las unidades más viejas, y los sistemas de refrigeración empezaron a aparecer en carnicerías y en las residencias. Por 1.930, las mejoras continuas hicieron posible contar con sistemas de refrigeración por compresión de vapor que resultaban eficientes, confiables, pequeños y económicos.

3.4.4. Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor

Un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor difiere de uno ideal en varios aspectos, principalmente, debido a las irreversibilidades que ocurren en varios componentes. Dos fuentes comunes de irreversibilidad son la fricción del fluido (causa caídas de presión) y la transferencia de calor hacia o desde los alrededores. El diagrama T-s de un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor se muestra en la figura 32.

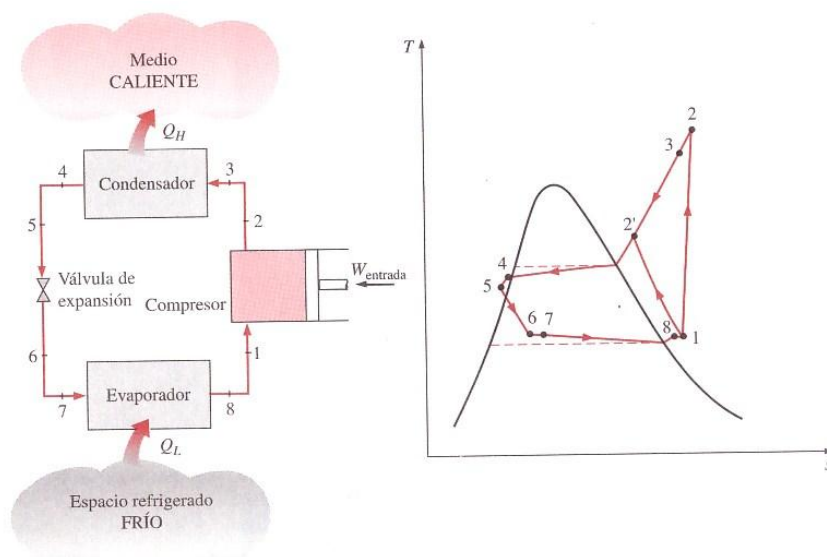


Figura 32 – Esquema y diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor [6]

En el ciclo ideal, el refrigerante sale del evaporador y entra al compresor como vapor saturado. Sin embargo, en la práctica, no es posible controlar el estado del refrigerante con tanta precisión. En lugar de eso, es fácil diseñar el sistema de modo que el refrigerante se sobrecaliente ligeramente en la entrada del compresor. Este ligero sobrecalentamiento asegura que el refrigerante se evapore por completo cuando entra al compresor. También, la línea que conecta al evaporador con el compresor suele ser muy larga; por lo tanto, la caída de presión ocasionada por la fricción del fluido y la transferencia de calor de los alrededores al refrigerante pueden ser muy significativas. El resultado del sobrecalentamiento, de la ganancia de calor en la línea de conexión y las caídas de presión en el evaporador y la línea de conexión, consiste en un incremento en el volumen específico y, por consiguiente, en un incremento en los requerimientos de entrada de potencia al compresor puesto que el trabajo de flujo estable es proporcional al volumen específico.

El proceso de compresión en el ciclo ideal es internamente reversible y adiabático y, por ende, isentrópico. Sin embargo, el proceso de compresión real incluirá efectos de fricción, los cuales incrementan la entropía y la transferencia de calor, lo que puede aumentar o disminuir la entropía, dependiendo de la dirección. Por consiguiente, la entropía del refrigerante puede incrementarse (proceso 1-2) o disminuir (proceso 1-2') durante un proceso de compresión real, dependiendo del predominio de los efectos. El proceso de compresión 1-2' puede ser incluso más deseable que el proceso de compresión isentrópico debido a que el volumen específico del refrigerante y, por consiguiente, el requerimiento de entrada de trabajo son más pequeños en este caso. De este modo, el refrigerante debe enfriarse durante el proceso de compresión siempre que sea práctico y económico hacerlo.

En el caso ideal, se supone que el refrigerante sale del condensador como líquido saturado a la presión de salida del compresor. En realidad, es inevitable tener

cierta caída de presión en el condensador, así como en las líneas que lo conectan con el compresor y la válvula de estrangulamiento. Además, no es fácil ejecutar el proceso de condensación con tal precisión como para que el refrigerante sea un líquido saturado al final, y es indeseable enviar refrigerante a la válvula de estrangulamiento antes de que se condense por completo. En consecuencia, el refrigerante se subenfrió un poco antes de que entre a la válvula de estrangulamiento. A pesar de todo esto, se debe tener en mente dado que el refrigerante entra al evaporador con una entalpía inferior y por ello puede absorber más calor del espacio refrigerado. La válvula de estrangulamiento y el evaporador se localizan muy cerca el uno del otro, de modo que la caída de presión en la línea de conexión es pequeña.

3.4.5. Selección del refrigerante adecuado

Cuando se diseña un sistema de refrigeración, existen varios refrigerantes que pueden elegirse, como clorofluorocarbonos (CFCs), amoníaco, hidrocarburos (propano, etano, etileno,...), dióxido de carbono, aire (en el acondicionamiento de aire de aviones) e incluso agua (en aplicaciones por encima del punto de congelación). Una adecuada elección del refrigerante depende de la situación específica. De éstos, los refrigerantes tales como R-11, R-12, R-22, R-134a y R-502 son los más utilizados.

El éter etílico fue el primer refrigerante utilizado para el comercio de sistemas por compresión de vapor en 1.850, y le siguieron otros como amoníaco, dióxido de carbono, cloruro de metilo, dióxido de azufre, butano, etano, propano, isobutano, gasolina, y los clorofluorocarbonos, entre otros.

Los sectores industriales y del gran comercio estaban muy satisfechos con el amoníaco, y aún lo están, aunque este compuesto es tóxico. Las ventajas del amoníaco sobre otros refrigerantes son su bajo costo, altos COP (y en consecuencia, menores costos energéticos), sus propiedades termodinámicas y de transporte más favorables y, por ello, coeficientes de transferencia de calor más altos (requiere intercambiadores de calor más pequeños y de menor costo), mayor detectabilidad en el caso de una fuga y ningún efecto en la capa de ozono. La principal desventaja del amoníaco es su toxicidad, que lo hace inadecuado para el uso doméstico. El amoníaco se usa predominantemente en las instalaciones de refrigeración de alimentos como la preservación de frutas frescas, vegetales, carnes y pescado; la refrigeración de bebidas y productos lácteos como la cerveza y el vino, la leche y el queso; el congelamiento de helados y otros alimentos; la producción de hielo, y la refrigeración a baja temperatura en las industrias farmacéutica y de otros procesos.

Es notable que los primeros refrigerantes utilizados en los sectores domésticos y del pequeño comercio como el dióxido de azufre, el cloruro de etilo y de metilo, fueran altamente tóxicos. La amplia difusión de unos cuantos casos de serias fugas que causaron lesionados y muertos en la década de los veinte produjo una petición pública para prohibir o limitar el uso de estos refrigerantes, creando la necesidad para el desarrollo de un refrigerante seguro de uso residencial. En 1.928, en respuesta a una solicitud, Frigidaire Corporation, el laboratorio de investigación de la General Motors,

desarrolló en tres días el R-21, el primer miembro de la familia de los refrigerantes de CFC. De varios CFC desarrollados, el equipo de investigación eligió al R-12 como el refrigerante más adecuado para uso comercial y le dio a la familia de CFC el nombre comercial de “Freón”. La producción comercial de R-11 y R-12 se inició en 1931 en una compañía formada por General Motors y E. I. du Pont de Nemours and Co. La versatilidad y el bajo costo de los CFC hicieron que fueran los preferidos. Los CFC también se usaron en los aerosoles, los aislamientos de espuma, y en la industria electrónica como solventes para limpiar chips de ordenadores.

El R-11 se utiliza principalmente en enfriadores de agua de gran capacidad que sirven como sistemas de acondicionamiento de aire en edificios. El R-12 se usa en refrigeradores domésticos y congeladores, así como en acondicionares de aire en automotores. El R-22 se usa en acondicionadores de aire tipo ventana, en bombas de calor, acondicionadores de aire de edificios comerciales y en grandes sistemas de refrigeración industrial; y ofrece una fuerte competencia al amoníaco. El R-502 (una mezcla del R-115 y del R-22) es el refrigerante dominante que se usa en los sistemas de refrigeración comerciales como los de los supermercados debido a que permite bajas temperaturas en evaporadores, mientras opera en una sola etapa de compresión.

La crisis del ozono ha ocasionado una gran agitación en la industria de la refrigeración y el aire acondicionado, y ha generado un análisis crítico de los refrigerantes actuales. A mitad de la década de los setenta se reconoció que los CFC permitían más radiación ultravioleta en la atmósfera de la Tierra, ya que destruyen la capa protectora de ozono y por lo tanto contribuyen al efecto invernadero que a su vez ocasiona el calentamiento global. En consecuencia, el uso de algunos CFC se ha prohibido por medio de tratados internacionales. Los CFC completamente halogenados (como el R-11, R-12 y el R-115) son responsables de la mayor parte del daño de la capa de ozono. Los refrigerantes no completamente halogenados como el R-22 tienen cerca de 5% de la capacidad destructiva del ozono que posee el R-12. En la actualidad, se están desarrollando refrigerantes favorables a la capa de ozono, que protejan a la Tierra de los dañinos rayos ultravioleta. El alguna vez popular R-12 fue en gran parte reemplazado por el recientemente desarrollado R-134a, libre de cloro.

Dos parámetros importantes que necesitan considerarse en la selección de un refrigerante son las temperaturas de los dos medios (el espacio refrigerado y el ambiente) con los cuales el refrigerante intercambia calor.

Para tener una transferencia de calor a una tasa razonable, debe mantenerse una diferencia de temperatura de 5 a 10°C entre el refrigerante y el medio con que intercambia calor. Por ejemplo, si un espacio refrigerado va a mantenerse a -10°C, la temperatura del refrigerante debe mantenerse cercana a -20°C mientras absorbe calor en el evaporador. La presión más baja en un ciclo de refrigeración sucede en el evaporador, y esta presión debe ser superior a la atmosférica para evitar cualquier filtración de aire dentro del sistema de refrigeración. Por lo tanto, un refrigerante debe tener una presión de saturación de 1 atm o mayor a -20°C en este caso particular. El amoníaco y el R-134a son dos de esas sustancias.

La temperatura (y por lo tanto, la presión) del refrigerante en el lado del condensador depende del medio hacia el cual se rechaza el calor. Es posible mantener temperaturas menores en el condensador (y por ello, COP más altos) si el refrigerante se enfría con agua líquida en lugar de aire. Sin embargo, el uso de agua de enfriamiento no tiene justificación económica, salvo en los grandes sistemas de refrigeración industrial. La temperatura del refrigerante en el condensador no puede descender por debajo de la temperatura del medio de enfriamiento (alrededor de 20°C en un refrigerador doméstico) y la presión de saturación del refrigerante a esta temperatura debe estar bastante debajo de su presión crítica si el proceso de rechazo de calor va a ser aproximadamente isotérmico. Si ningún refrigerante simple cubre los requisitos de temperatura, entonces dos o más ciclos de refrigeración con diferentes refrigerantes se usan en serie. Un sistema de refrigeración de estas características se llama sistema en cascada, el cual se analizará más adelante.

Otra característica deseable de un refrigerante es que no sea tóxico, corrosivo o inflamable, pero que sea estable químicamente; que tenga alta entalpía de evaporación (minimizando el flujo másico) y, por supuesto, que se obtenga a un bajo costo.

En el caso de bombas de calor, la temperatura mínima (y presión) para el refrigerante puede ser considerablemente más alta puesto que el calor suele extraerse de un medio que se encuentra muy por encima de las temperaturas encontradas en los sistemas de refrigeración.

3.4.6. Sistemas de bombas de calor

Las bombas de calor generalmente resultan más costosas que otros sistemas de calefacción, pero cuando se adquieren y se instalan, a la larga ahorran dinero en algunas áreas porque reducen el valor del recibo por calefacción. A pesar de sus costos iniciales relativamente más altos, la popularidad de las bombas de calor va en aumento. Cerca de una tercera parte de todas las casas construidas para familias pequeñas en Estados Unidos en la última década del siglo XX, se calentaban mediante bombas de calor.

La fuente de energía más común para las bombas de calor es el aire atmosférico (sistemas aire-aire), aunque también se usan el agua y el suelo. El principal problema con los sistemas que utilizan aire como fuente es la formación de escarcha, que se muestra en los climas húmedos cuando la temperatura desciende por debajo de 2 y 5°C. La acumulación de escarcha en los serpentines del evaporador es bastante indeseable dado que interrumpe la transferencia de calor. Sin embargo, los serpentines pueden descongelarla cuando se invierte el ciclo de la bomba de calor (operándola como un acondicionador de aire). Esto origina una reducción en la eficiencia del sistema. Los sistemas que tienen al agua como fuente suelen usar agua subterránea a profundidades de hasta 80 m en el intervalo de temperaturas entre 5 y 18°C, y no tienen problemas de formación de escarcha. Por lo común, mantienen COP más altos, pero son más complejos y requieren instalaciones para llegar a un gran

depósito de agua, como el agua subterránea. Los sistemas que utilizan el suelo como fuente también son pocos, pues requieren una gran tubería situada bajo el suelo a cierta profundidad donde la temperatura es relativamente constante. El COP de las bombas de calor casi siempre varía entre 1,5 y 4, según el sistema particular utilizado y la temperatura de la fuente. Una nueva clase de bombas desarrollada recientemente, accionada mediante un motor eléctrico de velocidad variable, es por lo menos dos veces más eficiente que sus predecesoras.

Tanto la capacidad como la eficiencia de una bomba de calor, disminuyen de manera significativa a temperaturas bajas. Por consiguiente, la mayor parte de las bombas de calor que utilizan al aire como fuente requieren un sistema de calentamiento suplementario como son los calentadores de resistencia eléctrica, o un horno de gas o petróleo. Considerando que las temperaturas del agua y del suelo no varían mucho, tal vez no se requiera un calentamiento suplementario en los sistemas que utilizan como fuente al agua o al suelo. Sin embargo, los sistemas de bomba de calor deben tener el tamaño suficiente para satisfacer la máxima carga de calentamiento.

Las bombas de calor y los acondicionadores de aire tienen los mismos componentes mecánicos. Por consiguiente, no resulta económico tener dos sistemas separados para cubrir los requerimientos de calefacción y enfriamiento de un edificio. Un sistema puede usarse como una bomba de calor en el invierno y como acondicionador de aire en el verano. Esto se consigue al añadir una válvula inversora en el ciclo, como se muestra en la figura 33. Como resultado de esta modificación, el condensador de la bomba de calor (ubicado en los interiores) funciona como el evaporador del acondicionador de aire en el verano. Además, el evaporador de la bomba de calor (localizado en el exterior) sirve como el condensador del acondicionador de aire. Esta característica incrementa la competitividad de la bomba de calor. Dichas unidades de propósito doble se utilizan con frecuencia en los moteles.

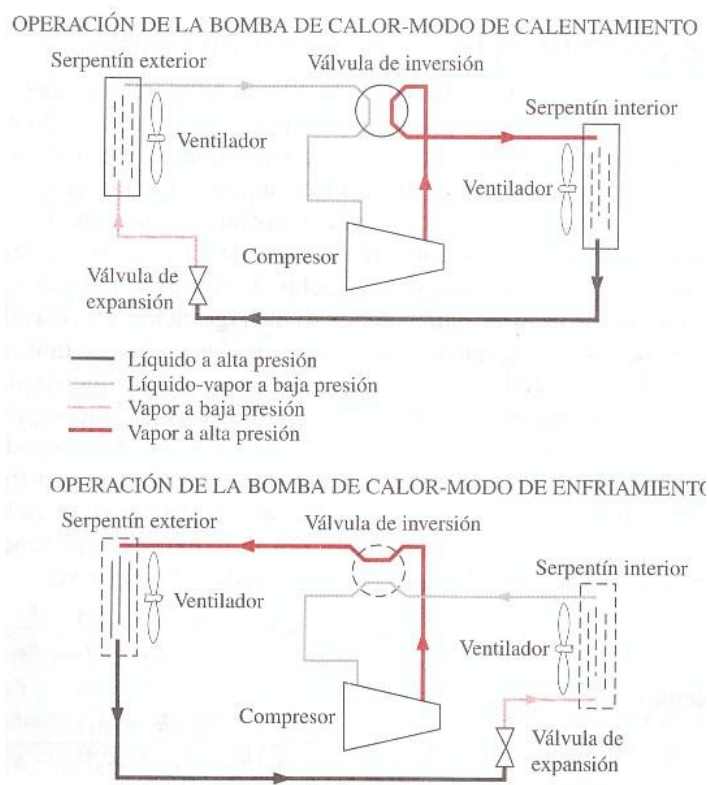


Figura 33 –Funcionamiento de una bomba de calor en invierno y en verano [6]

Las bombas de calor son más competitivas en áreas que tienen una gran carga de enfriamiento durante la temporada de frío, y una carga de calefacción relativamente pequeña durante la temporada de calor. En estas áreas, la bomba de calor cubre todas las necesidades de enfriamiento y calefacción de los edificios residenciales o comerciales. La bomba de calor es menos competitiva en áreas donde la carga de calentamiento es muy grande y la carga de enfriamiento es pequeña.

3.4.7. Otros sistemas de refrigeración por compresión de vapor

El ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor estudiado anteriormente, es el más utilizado y el más adecuado para la mayor parte de las aplicaciones de refrigeración. Los sistemas de refrigeración por compresión de vapor ordinarios son simples, económicos, confiables y prácticamente libres de mantenimiento (las neveras de hoy en día no necesitan casi ningún servicio de mantenimiento). Sin embargo, en grandes aplicaciones industriales, la eficiencia –no la simplicidad- es lo que importa. También en algunas aplicaciones, el ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor es inadecuado y necesita modificarse. Ahora vamos a analizar algunas de esas modificaciones y refinamientos.

Sistema de refrigeración en cascada

Algunas aplicaciones industriales requieren temperaturas moderadamente bajas, y el intervalo de temperatura que involucran es demasiado grande para que un

ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor resulte práctico. Un gran intervalo de temperatura significa también un gran nivel de presión en el ciclo y un pobre desempeño en un compresor recíprocante. Una manera de enfrentar esas situaciones consiste en efectuar el proceso de refrigeración por etapas, es decir, tener dos o más ciclos de refrigeración que operan en serie. Tales procesos se denominan ciclos de refrigeración en cascada.

Un ciclo de refrigeración en cascada de dos etapas se muestra en la figura 34. Los dos ciclos se conectan por medio de un intercambiador de calor en medio, el cual sirve como el evaporador para el ciclo superior (ciclo A) y como el condensador para el ciclo inferior (ciclo B). Suponiendo que el intercambiador de calor está bien aislado y que las energías cinética y potencial son despreciables, la transferencia de calor del fluido en el ciclo inferior debe ser igual a la transferencia de calor del fluido en el ciclo superior. De modo que la relación de los flujos másicos en cada ciclo debe ser:

$$\dot{m}_A(h_5 - h_8) = \dot{m}_B(h_2 - h_3) \rightarrow \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B} = \frac{h_2 - h_3}{h_5 - h_8}$$

Además,

$$\text{COP}_{R,\text{cascada}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{neto,entrada}}} = \frac{\dot{m}_B(h_1 - h_4)}{\dot{m}_A(h_6 - h_5) + \dot{m}_B(h_2 - h_1)}$$

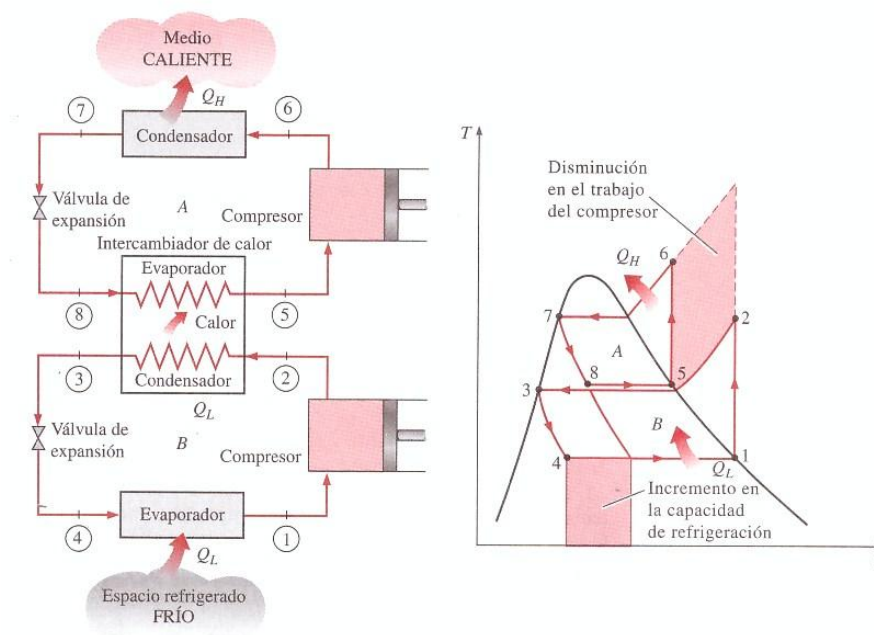


Figura 34– Sistema de refrigeración en cascada de dos etapas con el mismo refrigerante en ambas etapas [6]

En el sistema en cascada ilustrado en la figura, los refrigerantes en ambos ciclos se suponen iguales. No obstante, esto no es necesario ya que no se produce mezcla en

el intercambiador de calor. Por lo tanto, los refrigerantes con características más deseables pueden utilizarse en cada ciclo. En este caso, habría una curva de saturación independiente para cada fluido y el diagrama T-s resultaría distinto para cada uno de los ciclos. Además, en los sistemas reales de refrigeración en cascada, los dos ciclos se traslaparían un poco debido a que se requiere una diferencia de temperatura entre los dos fluidos para que suceda alguna transferencia de calor.

Es evidente, a partir del diagrama T-s y de la figura 34, que el trabajo del compresor disminuye y que la cantidad de calor absorbido del espacio refrigerado aumenta como resultado de las etapas en cascada. Por lo tanto, el sistema en cascada mejora el COP de un sistema de refrigeración. Algunos sistemas de refrigeración usan tres o cuatro etapas en cascada.

Sistema de refrigeración por compresión en múltiples etapas.

Cuando el fluido utilizado por todo el sistema de refrigeración en cascada es el mismo, el intercambiador de calor entre las etapas puede sustituirse por una cámara de mezclado (llamada cámara de evaporación instantánea), puesto que tiene mejores características de transferencia de calor. A dichos sistemas se les denomina sistemas de refrigeración por compresión de múltiples etapas. Un sistema de refrigeración por compresión de dos etapas se muestra en la figura 35.

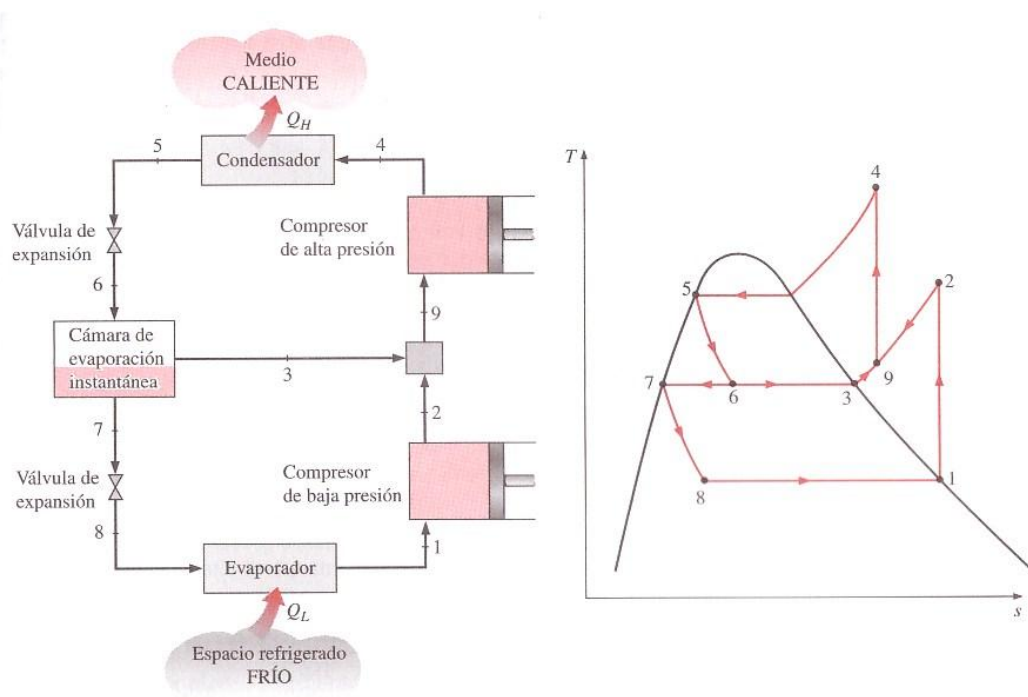


Figura 35 – Un sistema de refrigeración por compresión de dos etapas con una cámara de evaporación instantánea [6]

En este sistema, el refrigerante líquido se expande en la primera válvula de expansión hasta la presión de la cámara de evaporación instantánea, que es la misma que la presión entre las etapas del compresor. Parte del líquido se evapora durante

este proceso. Este vapor saturado (estado 3) se mezcla con el vapor sobrecalentado del compresor de baja presión (estado 2), y la mezcla entra al compresor de presión alta en el estado 9. Esto es, en esencia, un proceso de regeneración. El líquido saturado (estado 7) se expande a través de la segunda válvula de expansión hacia el evaporador, donde recoge calor del espacio refrigerado.

El proceso de compresión en este sistema es similar a una compresión de dos etapas con interenfriamiento, y el trabajo del compresor disminuye. Debe tenerse cuidado en las interpretaciones de las áreas en el diagrama T-s en este caso, dado que los flujos máscicos son diferentes en las distintas fases del ciclo.

Sistema de refrigeración de propósito múltiple con un solo compresor

Algunas aplicaciones requieren refrigeración a más de una temperatura. Esto puede lograrse utilizando una válvula de estrangulamiento independiente y un compresor por separado para cada evaporador que opere a distintas temperaturas diferentes. Sin embargo, un sistema de esas características será voluminoso y quizás antieconómico. Un planteamiento más práctico y económico sería enviar todas las corrientes de salida de los evaporadores a un solo compresor, y dejar que éste maneje el proceso de compresión para el sistema completo.

Considere, por ejemplo, una unidad ordinaria de congelador-refrigerador (es decir, una nevera de las de hoy en día). Un esquema simplificado de la unidad y el diagrama T-s del ciclo se presentan en la figura 36. La mayor parte de los alimentos refrigerados tienen un alto contenido de agua y el espacio refrigerado debe mantenerse arriba del punto de congelación para evitar el congelamiento. El compartimento del congelador, sin embargo, se mantiene a casi -18°C . Por consiguiente, el refrigerante debe entrar al congelador a -25°C para tener una transferencia de calor a una tasa razonable en el congelador. Si se usara una sola válvula de expansión y un evaporador, el refrigerante tendría que circular en ambos compartimentos a casi -25°C , lo que provocaría la formación de hielo en la vecindad de los serpentines del evaporador, y la deshidratación del producto. Este problema se elimina estrangulando el refrigerante a una presión más alta (y en consecuencia, la temperatura) para su uso en el espacio refrigerado, y después estrangularlo hasta la presión mínima cuando se utilice el congelador. La totalidad del refrigerante que sale del compartimento del congelador se comprime después con un solo compresor hasta la presión del condensador.

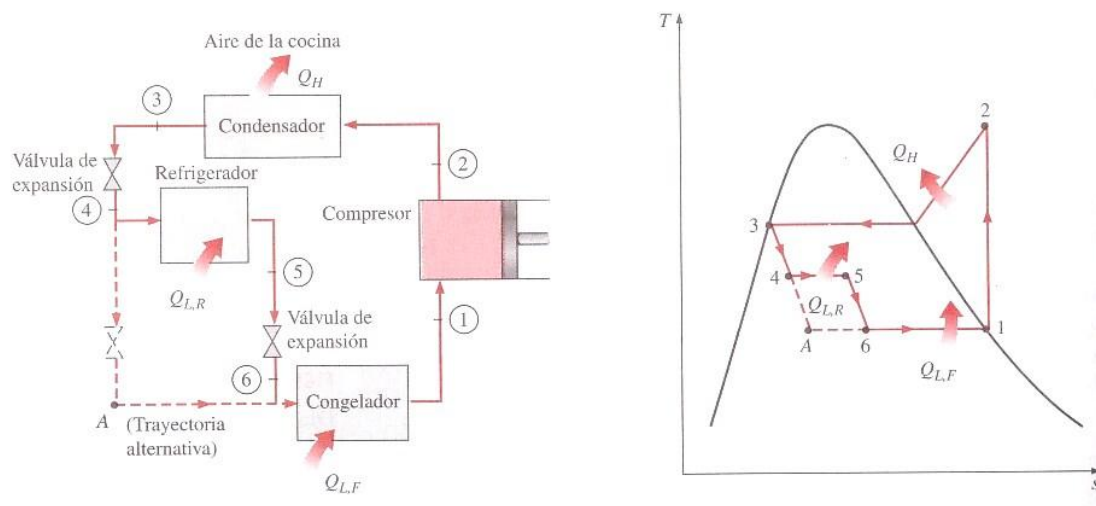


Figura 36– Esquema y diagrama T-s para una unidad de refrigerador-congelador con un compresor [6]

Licuefacción de gases

La licuefacción de gases siempre ha sido un área importante de la refrigeración, pues muchos procesos científicos y de ingeniería a temperaturas criogénicas (temperaturas por debajo de -100°C) dependen de gases licuados. Algunos ejemplos son la separación de oxígeno y del nitrógeno del aire, la preparación de propulsores líquidos para cohetes, el estudio de propiedades de materiales a bajas temperaturas, y el estudio de algunos fenómenos interesantes como la superconductividad.

A temperaturas superiores al valor del punto crítico, una sustancia existe únicamente en la fase gaseosa. Las temperaturas críticas del helio, hidrógeno y nitrógeno (tres gases licuados que se usan comúnmente) son -268 , -240 y -147°C , respectivamente. Por lo tanto, ninguna de esas sustancias existirá en forma líquida en condiciones atmosféricas. Además, las bajas temperaturas de esta magnitud no se obtienen con técnicas ordinarias de refrigeración. Entonces, la pregunta que necesita responderse en la licuefacción de gases es: ¿Cómo puede reducirse la temperatura de un gas por debajo de su valor de punto crítico?

Varios ciclos, algunos complejos y otros sencillos, se utilizan con buenos resultados en la licuefacción de gases. A continuación se va a analizar el ciclo Linde-Hampson que se presenta de manera esquemática y en un diagrama T-s en la figura 36.

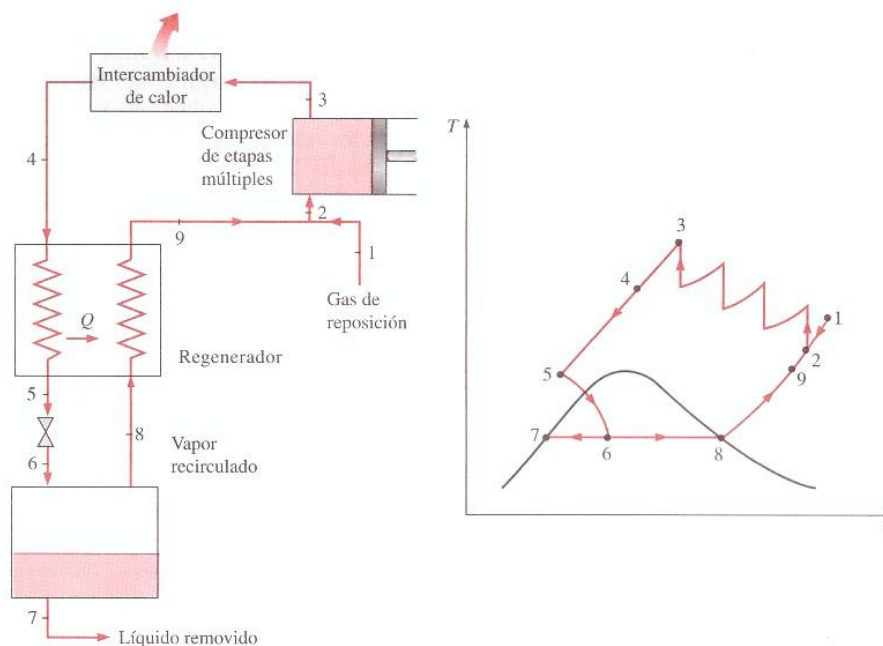


Figura 37 – Sistema Linde-Hampson para la licuefacción de gases [6]

El gas de repuesto se mezcla con la parte no condensada del gas del ciclo previo, y la mezcla en el estado 2 se comprime mediante un compresor de múltiples etapas hasta el estado 3. El proceso de compresión se acerca a un proceso isotérmico debido al enfriamiento. El gas de alta presión se enfría en un enfriador posterior con un medio de enfriamiento o con un sistema de refrigeración externo independiente hasta el estado 4. El gas se enfría todavía más en un intercambiador de calor a contraflujo regenerativo por medio de una parte no condensada del gas del ciclo previo hasta el estado 5, y se estrangula hasta el estado 6, el cual es un estado de mezcla saturada de líquido-vapor. El líquido (estado 7) se colecta como el producto deseado, y el vapor (estado 8) se envía por el regenerador a enfriar el gas de alta presión que se aproxima a la válvula de estrangulamiento. Por último, el gas se mezcla con gas fresco de repuesto, y el ciclo se repite.

Éste y otros ciclos de refrigeración empleados en la licuefacción de gases, también se utilizan para la solidificación de gases.

3.4.8. Ciclos de refrigeración de gas

Según se explicó anteriormente, el ciclo de Carnot (el estándar de comparación para los ciclos de potencia) y el ciclo invertido de Carnot (el estándar de comparación para los ciclos de refrigeración) son idénticos, excepto porque el ciclo invertido de Carnot opera en la dirección contraria. Esto sugiere que los ciclos de potencia pueden utilizarse como ciclos de refrigeración por medio de una simple reversión. De hecho, el ciclo de refrigeración por compresión de vapor es en esencia un ciclo Rankine modificado que opera a la inversa. Otro ejemplo es el ciclo invertido de Stirling, que es el ciclo con base en el cual operan los refrigeradores Stirling. A continuación se va a

analizar el ciclo invertido Brayton, mejor conocido como el ciclo de refrigeración de gas.

Considere el ciclo de refrigeración de gas que se muestra en la figura 38. Los alrededores están a T_0 y espacio refrigerado se va a mantener a T_L . El gas se comprime durante el proceso 1-2. El gas a presión y temperatura altas en el estado 2 se enfría después a presión constante hasta T_0 al rechazar calor hacia los alrededores. Esto es seguido por un proceso de expansión en una turbina, durante el cual la temperatura del gas disminuye hasta T_4 . Por último, el gas frío absorbe calor del espacio refrigerado hasta que su temperatura se eleva hasta T_1 .

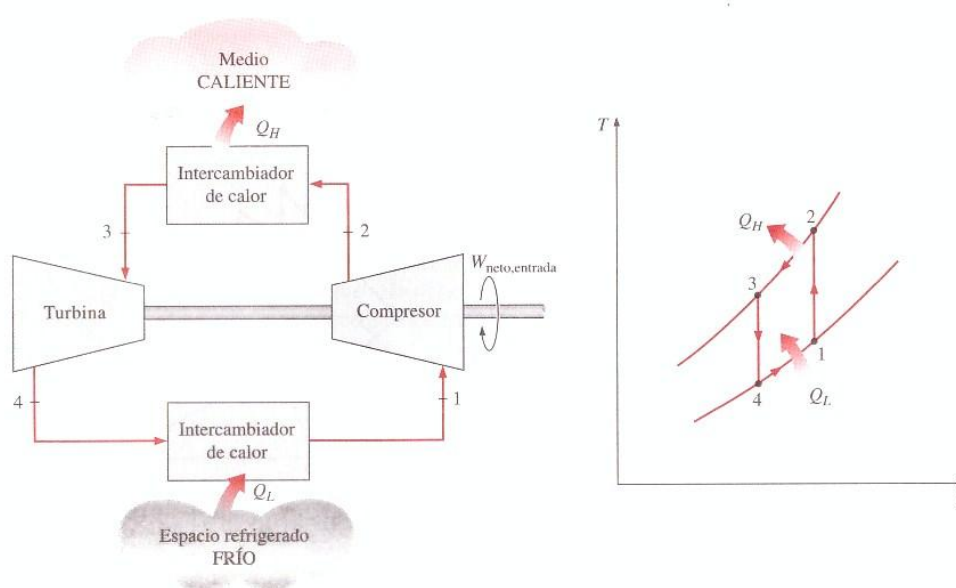


Figura 38 – Ciclo simple de refrigeración de gas [6]

Todos los procesos recién descritos son internamente reversibles, y el ciclo ejecutado es el ciclo ideal de refrigeración de gas. En los ciclos reales de refrigeración de gas, los procesos de compresión y expansión se desviarán de los procesos isentrópicos, y T_3 será más alta que T_0 a menos que el intercambiador de calor sea infinitamente largo.

En un diagrama T-s, el área bajo la curva del proceso 4-1 representa el calor removido del espacio refrigerado; el área encerrada 1-2-3-4-1 representa la entrada neta de trabajo. La relación de estas áreas es el COP para el ciclo, que se expresa como

$$\text{COP}_R = \frac{q_L}{W_{\text{neto,entrada}}} = \frac{q_L}{W_{\text{compresor,entrada}} - W_{\text{turbina,salida}}}$$

donde

$$q_L = h_1 - h_4$$

$$w_{\text{compresor,entrada}} = h_2 - h_1$$

$$w_{\text{turbina,salida}} = h_3 - h_4$$

El ciclo de refrigeración de gas se desvía del ciclo de Carnot invertido debido a que los procesos de transferencia de calor no son isotérmicos. De hecho, la temperatura del gas varía de manera considerable durante el proceso de transferencia de calor. En consecuencia, los ciclos de refrigeración de gas tienen COP menores respecto de los ciclos de refrigeración por compresión de vapor o con relación al ciclo de Carnot invertido. Esto también se deduce del diagrama T-s en la figura 39. El ciclo de Carnot inverso consume una fracción del trabajo neto (área rectangular 1A3B), pero produce una cantidad mayor de refrigeración (área triangular bajo B1).

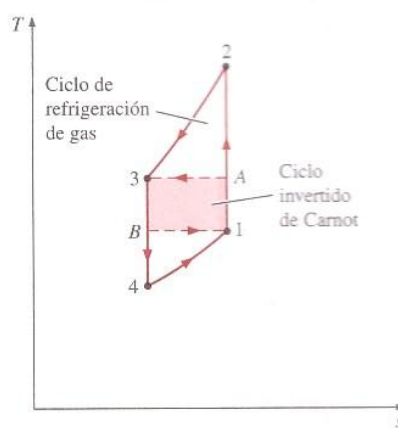


Figura 39 – Un ciclo de Carnot inverso produce más refrigeración (área bajo B1) con menos entrada de trabajo (área 1A3B) [6]

A pesar de su bajo COP, los ciclos de refrigeración de gas tienen dos características deseables: incluyen componentes simples más ligeros (que los hacen adecuados para el enfriamiento de aviones) y pueden incorporar regeneración (por lo que son adecuados para la licuefacción de gases y en las aplicaciones criogénicas). Un sistema de enfriamiento de avión, que opera en un ciclo abierto, se muestra en la figura 40. El aire atmosférico se comprime por medio de un compresor, se enfría mediante el aire circundante y se expande en una turbina. El aire frío que sale de la turbina es dirigido después a la cabina.

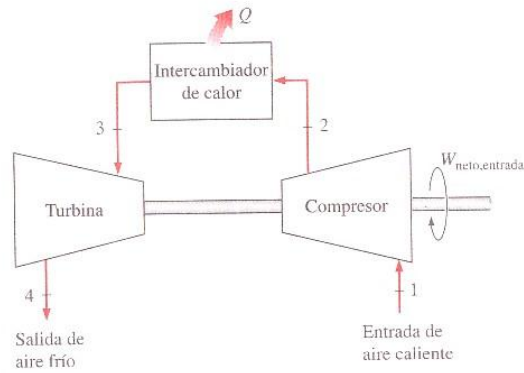


Figura 40 – Sistema de enfriamiento de ciclo abierto de un avión [6]

El ciclo regenerativo de gas se ilustra en la figura 41. El enfriamiento regenerativo se logra al insertar un intercambiador de calor a contraflujo dentro del ciclo. Sin regeneración, la temperatura de entrada más baja de la turbina es T_0 , la temperatura de los alrededores o de cualquier otro medio de enfriamiento. Con regeneración, el gas de alta presión se enfría aún más hasta T_4 antes de expandirse en la turbina. La disminución de la temperatura de entrada de la turbina reduce automáticamente la temperatura de salida de la misma, que es la temperatura mínima en el ciclo. Es posible conseguir temperaturas muy bajas cuando este proceso se repite.

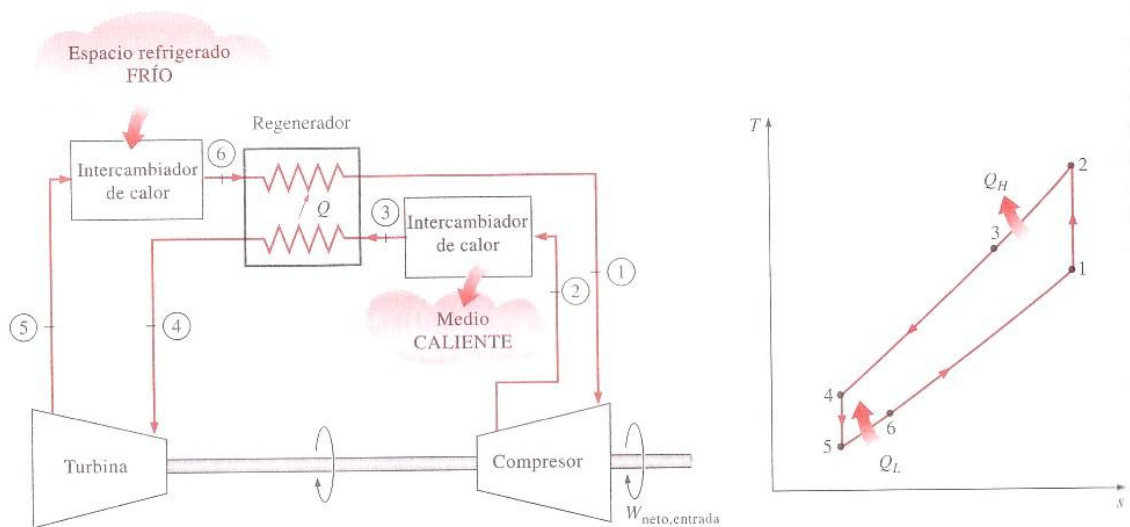


Figura 41 – Ciclo de refrigeración de gas con regeneración. [6]

3.4.9. Sistemas de refrigeración por absorción

Otra forma de refrigeración que tiene un atractivo económico cuando se tiene una fuente de energía térmica barata a una temperatura de 100 a 200°C, es la refrigeración por absorción. Algunos ejemplos de fuentes de energía térmica barata incluyen la energía geotérmica, la solar, el calor residual de centrales de cogeneración

o de vapor de proceso, e incluso el gas natural cuando está disponible a un precio relativamente bajo.

Como su nombre lo indica, los sistemas de refrigeración por absorción implican la absorción de un refrigerante por un medio de transporte. El sistema de refrigeración por absorción más utilizado es el sistema amoniaco-agua, donde el amoniaco (NH_3) sirve como el refrigerante y el agua (H_2O) es el medio de transporte. Otros sistemas de refrigeración por absorción son los de agua- bromuro de litio y el de agua-cloruro de litio, en los que el agua sirve como refrigerante. Los últimos dos sistemas están limitados a aplicaciones como el acondicionamiento de aire, en las que la temperatura mínima queda por encima del punto de congelación del agua.

Para comprender los principios básicos que implica la refrigeración por absorción, se examina el sistema $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ que se muestra en la figura 42. La máquina de refrigeración de amoniaco-agua fue patentada por el francés Ferdinand Carre en 1.859. En unos cuantos años, las máquinas basadas en este principio se empezaron a construir en Estados Unidos, principalmente para fabricar hielo y almacenar alimentos. Se puede observar inmediatamente de la figura que este sistema es muy similar al sistema por compresión de vapor, excepto que el compresor se ha sustituido por un complicado mecanismo de absorción compuesto por un absorbedor, una bomba, un generador, un regenerador, una válvula y un rectificador. Una vez que la presión del NH_3 es elevada por los componentes en la caja (esto es lo único que tienen que hacer), se enfría y se condensa en el condensador, liberando calor hacia los alrededores; se estrangula hasta la presión del evaporador y absorbe calor del espacio refrigerado cuando fluye a través del evaporador. Así que no hay nada nuevo. A continuación se indica lo que sucede en la caja:

El vapor de amoniaco sale del evaporador y entra al absorbedor, donde se disuelve y tiene una reacción química con el agua para formar NH_3 . Ésta es una reacción exotérmica; por ello el calor se libera durante este proceso. La cantidad de NH_3 que puede disolverse en H_2O es inversamente proporcional a la temperatura. Por consiguiente, es necesario enfriar el absorbedor para mantener su temperatura lo más baja posible y, por ende, para maximizar la cantidad de NH_3 disuelto en el agua. La solución líquida $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$, que es rica en NH_3 , se bombea luego al generador. El calor se transfiere a la solución de una fuente para evaporar algo de la solución. El vapor que es rico en NH_3 pasa por un rectificador, que separa el agua y la devuelve al generador. El vapor de NH_3 puro de alta presión continúa luego su trayecto por el resto del ciclo. La solución caliente $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$, pobre en NH_3 , pasa después por un regenerador, donde transfiere algo de calor a la solución enriquecida que sale de la bomba, y se estrangula hasta la presión del absorbedor.

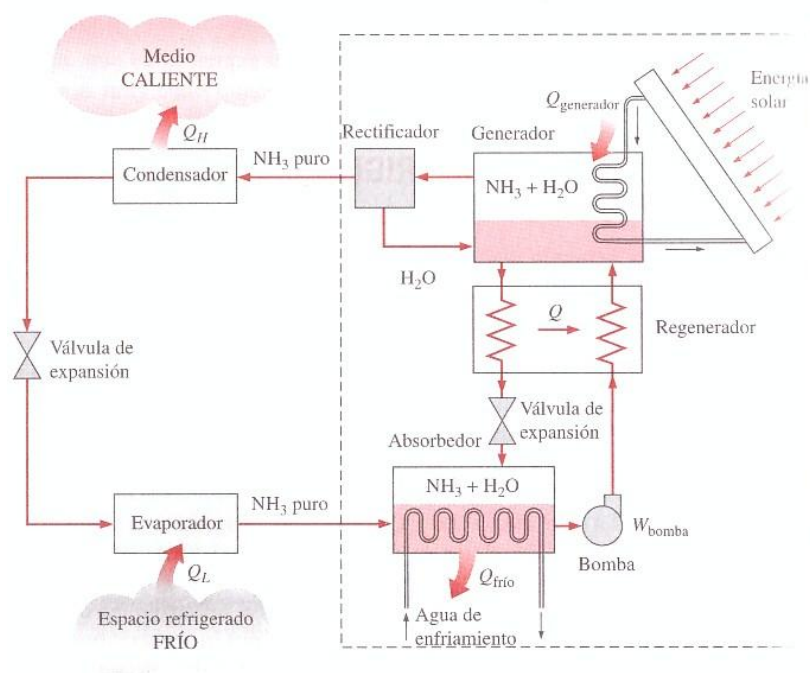


Figura 42 – Ciclo de refrigeración por absorción de amoníaco [6]

Comparados con los sistemas por compresión de vapor, los sistemas de refrigeración por absorción presentan una ventaja importante: se comprime un líquido en vez de un vapor. El trabajo del flujo permanente es proporcional al volumen específico, por lo que la entrada de trabajo en los sistemas de refrigeración por absorción es muy pequeña (del orden de 1% del calor suministrado al generador) y se ignora a menudo en el análisis del ciclo. La operación de estos sistemas se basa en la transferencia de calor de una fuente externa. Por consiguiente, los sistemas de refrigeración por absorción son clasificados a menudo como sistemas accionados por calor.

Los sistemas de refrigeración por absorción son mucho más costosos que los sistemas de refrigeración por compresión de vapor. Son más complejos y ocupan más espacio, son mucho menos eficientes, por lo tanto requieren torres de enfriamiento mucho más grandes para liberar el calor residual, y son más difíciles de mantener dado que son poco comunes. Así, los sistemas de refrigeración por absorción deberían considerarse sólo cuando el costo unitario de la energía térmica sea bajo y se proyecte permanecer bajo en comparación con la electricidad. Los sistemas de refrigeración por absorción se utilizan principalmente en grandes instalaciones comerciales e industriales.

El COP de sistemas de refrigeración por absorción se define como

$$\text{COP}_{\text{absorción}} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_L}{Q_{\text{generador}} + W_{\text{bomba, entrada}}} \cong \frac{Q_L}{Q_{\text{generador}}}$$

El COP máximo de un sistema de refrigeración por absorción se determina suponiendo que el ciclo completo es totalmente reversible (es decir, el ciclo no incluye irreversibilidades ni ninguna transferencia de calor debido a una diferencia de temperatura diferencial). El sistema de refrigeración sería reversible si el calor de la fuente ($Q_{\text{generador}}$) se transfiriera a una máquina térmica de Carnot, y la salida de trabajo de esta máquina térmica ($W = \eta_{\text{ter,rev}} \cdot Q_{\text{generador}}$) se suministrara a un refrigerador de Carnot para extraer calor de un espacio refrigerado. Se observa que $Q_L = W \times \text{COP}_{\text{R,rev}} = \eta_{\text{ter,rev}} \cdot Q_{\text{generador}} \cdot \text{COP}_{\text{R,rev}}$. Entonces, el COP total de un sistema de refrigeración por absorción en condiciones reversibles es (Fig 42)

$$\text{COP}_{\text{rev,absorción}} = \frac{Q_L}{Q_{\text{generador}}} = \eta_{\text{ter,rev}} \cdot \text{COP}_{\text{R,rev}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) \left(\frac{T_L}{T_0 - T_L}\right)$$

donde T_L , T_0 y T_s son las temperaturas termodinámicas del espacio refrigerado, el ambiente y la fuente de calor, respectivamente. Cualquier sistema de refrigeración por absorción que reciba calor de una fuente a T_s y extraiga calor del espacio refrigerado a T_L mientras opera a T_0 tendrá un COP menor que aquel determinado a partir de la ecuación 31. Por ejemplo, cuando la fuente está a 120°C, el espacio refrigerado está a 10°C y el ambiente se encuentra a 25°C, el máximo COP que un sistema de refrigeración por absorción puede tener es 1,8. El COP de sistemas de refrigeración por absorción reales por lo común es menor que 1.

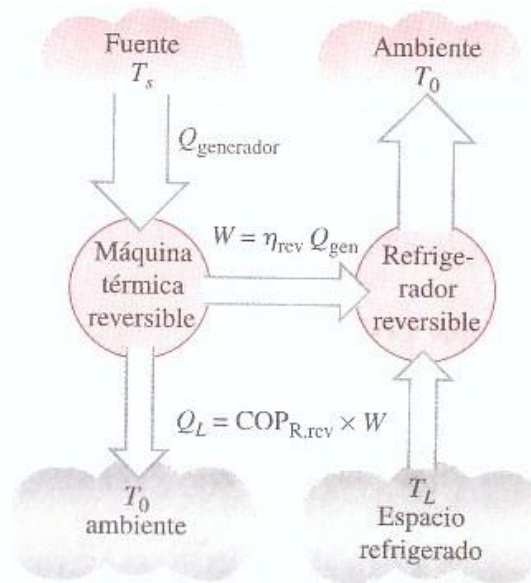


Figura 43 – Determinación del COP máximo de un sistema de refrigeración [6]

$$W = \eta_{\text{reversible}} \cdot Q_{\text{generador}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) Q_{\text{generador}}$$

$$Q_L = W \times \text{COP}_{\text{R,reversible}} = W \left(\frac{T_L}{T_0 - T_L}\right)$$

$$\text{COP}_{\text{rev, absorción}} = \frac{Q_L}{Q_{\text{generador}}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) \left(\frac{T_L}{T_0 - T_L}\right)$$



Descripción del funcionamiento del equipo

4. Descripción del funcionamiento del equipo

En la introducción de este proyecto se ha hablado sobre la importancia que están adquiriendo las energías renovables en el mundo actual, así como del protagonismo que está consiguiendo el concepto de eficiencia energética.

Teniendo en cuenta ambos términos, se ha desarrollado una tecnología que a pesar de no ser renovable (requiere el uso de electricidad), ha conseguido el Documento de Idoneidad Técnico que concluye que este sistema es conforme con el Código Técnico de la Edificación (CTE) exigencias HS4 y HE4, en lo que respecta a las instalaciones de agua caliente sanitaria. Esto significa que este nuevo sistema es válido para sustituir a las placas solares térmicas, cuya colocación es obligatoria en todas las viviendas de nueva construcción.

Esta equiparación con la energía solar térmica, la cual es completamente renovable, se ha conseguido gracias a la alta eficiencia energética que presentan estos sistemas, o lo que es lo mismo, debido a su elevado COP, concepto que ya se ha definido en el capítulo anterior.

Dicha tecnología tiene como principio de funcionamiento el ciclo de Carnot Inverso. Tal y como se explicó en el capítulo anterior, este ciclo consiste absorber calor para evaporar el refrigerante para después pasar por el compresor y elevar su temperatura. Dicho calor se desprenderá en el intercambiador de calor para volver a expandirse en la turbina y comenzar de nuevo el ciclo.

4.1. Componentes del equipo

Esta tecnología es la combinación de una serie de elementos que en su conjunto realizan todos los pasos necesarios para completar el mencionado ciclo de Carnot. Además, a este conjunto de elementos se le conoce bajo el nombre de equipo.

Hay una amplia gama de equipos termodinámicos, sin embargo, todos ellos tienen los mismos elementos principales así como el mismo principio de funcionamiento, si bien hay algunas diferencias entre los mismos, las cuales se comentarán más adelante. Los elementos más importantes que componen dichos equipos son:

- **Placa solar termodinámica:** Se comporta como un evaporador y su función es la de provocar la evaporación del gas, es decir, transformar el gas de estado líquido a vapor. El número de placas necesarias puede variar en función de la potencia que sea necesaria para satisfacer las necesidades del cliente. Pueden ir desde una placa para el caso de las viviendas unifamiliares hasta las 40 placas para el caso de hoteles, calefacción de grandes superficies, piscinas, etc. Estas placas termodinámicas tienen una serie de ventajas frente a las solares convencionales:

- ✦ No necesitan la radiación solar para funcionar ya que trabajan por la transferencia de calor del ambiente al gas que circula por su interior, es decir, estas placas funcionan en ausencia de sol.
- ✦ Están hechas de aluminio, siendo sus medidas 1.700 x 800 mm. Este material, así como sus medidas inferiores respecto a las placas solares, hacen que su peso sea de 7 kg frente a los 45 kg de las placas convencionales, por lo que su colocación es posible en prácticamente cualquier lugar sin necesidad de reforzar la estructura donde se van a situar.
- ✦ Son altamente resistentes a los impactos debido a la ausencia del cristal presente en las placas convencionales. Pueden sufrir deformaciones sin que ello conlleve a una pérdida de rendimiento.
- ✦ Por su interior, solamente circula fluido frío por lo que no se ve afectado por aguas duras, la cal, el óxido, etc.
- ✦ Se pueden colocar en cualquier posición, ya sea inclinado, en vertical o en horizontal, lo que facilita su integración en la arquitectura de los edificios.
- ✦ La posibilidad de elegir el color de las placas también es un factor importante de cara a mantener la estética de la edificación, siendo el negro el color más conveniente para favorecer la captación de radiación solar.
- ✦ No necesitan ningún anticongelante en su interior como las placas convencionales, así como tampoco hay riesgo de que se produzca un sobrecalentamiento en época de verano.

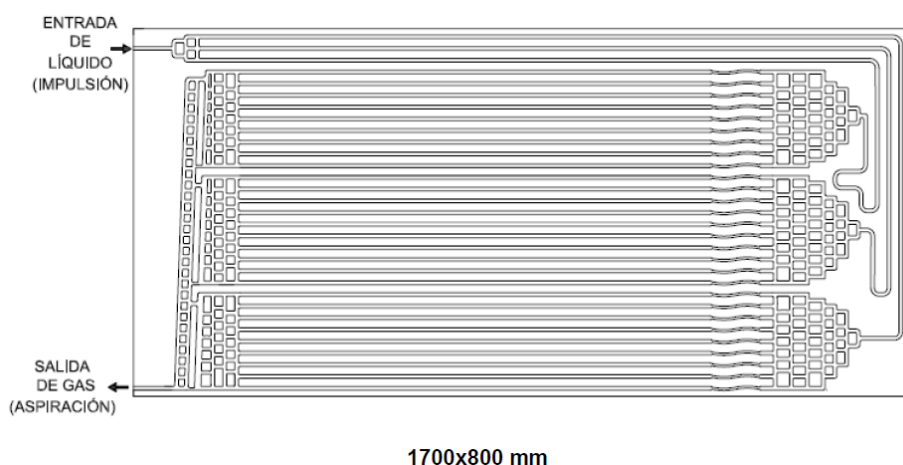


Figura 44 – Placa solar termodinámica [7]

- **Compresor:** Tiene dos funciones dentro del ciclo que realiza el gas refrigerante. En primer lugar succiona el gas refrigerante reduciendo la presión en el evaporador, de tal forma que el gas evaporará a una menor temperatura por lo que no será necesaria toda la placa para conseguir el paso a estado vapor del refrigerante. Esta disminución de la temperatura de evaporación provoca un recalentamiento en el gas, debido a que éste continúa absorbiendo calor del ambiente por el tramo de placa restante logrando así un recalentamiento del mismo. Este recalentamiento provoca que el refrigerante llegue más caliente a la entrada del compresor y por tanto, éste necesite comprimir menos el gas para llegar a la temperatura deseada, lo que se traduce en un menor consumo. Su segunda función es la de elevar la presión del gas hasta una presión lo suficientemente elevada como para que la temperatura de saturación del vapor sea superior a la del medio de enfriamiento disponible para que se produzca la condensación del citado gas, es decir, el compresor ha de ser capaz de elevar la presión del vapor refrigerante hasta alcanzar una temperatura superior a la que se encuentre el foco frío (generalmente agua) para que al entrar en contacto el gas y el foco frío, se produzca una transferencia de calor del medio caliente (gas) al medio frío (agua) y tenga lugar la condensación del citado gas pasando a estado líquido.

Los equipos utilizan dos tipos diferentes de compresores según sean las necesidades del cliente. Cuanta mayor sea la potencia necesaria más caudal ha de pasar por el compresor debido al mayor número de placas, de tal forma que el compresor también ha de ser más potente. Los dos tipos de compresores empleados por los equipos son:

- **Compresor de pistón hermético:** se emplean en los equipos domésticos y en equipos de gran volumen con bajo número de placas (4 ó 6), es decir, cuando la potencia necesaria es baja.

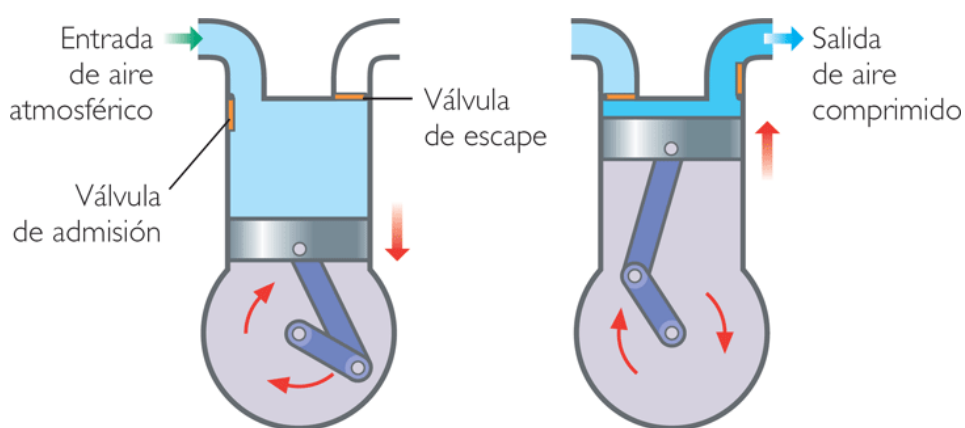


Figura 45 –Funcionamiento básico del compresor de pistón [f]

- Compresor Scroll: es el utilizado por la mayoría de los equipos. Tienen una elevada eficiencia volumétrica (100%), su tamaño es más compacto y tiene un menor número de partes móviles, lo cual le hace más fiable y silencioso que los compresores tipo pistón. Además, este tipo de compresores soportan mejor que los otros el gas refrigerante en estado líquido.



Figura 46 – Compresor tipo Scroll [g]

- Válvula de expansión: es la encargada de regular el caudal de refrigerante en estado líquido que circula por el evaporador, así como de medir el grado de recalentamiento del vapor refrigerante. Para ello, se coloca un bulbo sensor a la salida del evaporador. Éste contiene en su interior un gas que se expande y se comprime según la variación de temperatura, de tal forma que esta expansión o compresión es la que rige el nivel de apertura de la válvula. De este modo, cuanto menor sea la temperatura a la salida del evaporador menor será la temperatura y presión del gas contenido en el bulbo y la válvula se cerrará, disminuyendo la cantidad de refrigerante que entra al evaporador. Esto ocurre así para garantizar que todo el refrigerante se evapore en la placa termodinámica. Sin embargo, si la temperatura a la salida es muy elevada aumentará la temperatura y presión del gas del bulbo, de tal forma que la válvula se abrirá aumentando el caudal de entrada en el evaporador. Que esta temperatura sea elevada, implica que el compresor tiene que realizar un esfuerzo menor para conseguir una temperatura óptima a la salida del mismo, es decir, que trabajará menos, lo cual es lo más deseado. Además, esta válvula también se encarga de proteger al compresor de la entrada de refrigerante en estado líquido manteniendo un recalentamiento a la salida del evaporador. Estas válvulas de expansión pueden ser de dos tipos:
 - ⊕ Válvula de expansión termostática: es la empleada en los equipos de uso doméstico. Fue la primera en comercializarse, por lo que su uso está muy extendido.



Figura 47 – Válvula de expansión termostática [h]

- ⊕ Válvula de expansión electrónica: es la que se emplea en los equipos destinados a grandes volúmenes. Este tipo de válvulas presentan un tiempo de reacción mucho más rápido que las termostáticas, debido a que funcionan mediante impulsos eléctricos. Además, tienen una evaporación más eficaz. Sin embargo, este tipo de válvulas son más caras que las anteriores.



Figura 48 – Válvula expansión electrónica [8]

- Intercambiador de calor: actúa como condensador y en él tiene lugar la transferencia de calor del fluido caliente (refrigerante) al fluido frío (agua). Como consecuencia de esta cesión de calor, el gas pierde parte de su calor y se produce la llamada condensación, es decir, el gas pasa de estado vapor a estado líquido.

En los equipos destinados a calefacción y a ACS, se utiliza un intercambiador de placas (Figura 7) pues presenta una elevada eficacia debida a la gran cantidad de superficie de contacto entre el gas y el líquido. Como consecuencia de esta elevada

eficacia, el volumen de dicho intercambiador es pequeño, lo que permite incorporarlo dentro del grupo termodinámico. Además, ambos fluidos circulan a contracorriente lo que conlleva una mayor transferencia de calor, aumentando así su eficacia. El material de este tipo de intercambiador es el acero inoxidable, pues es resistente a la cal generada por el agua que circula por su interior.

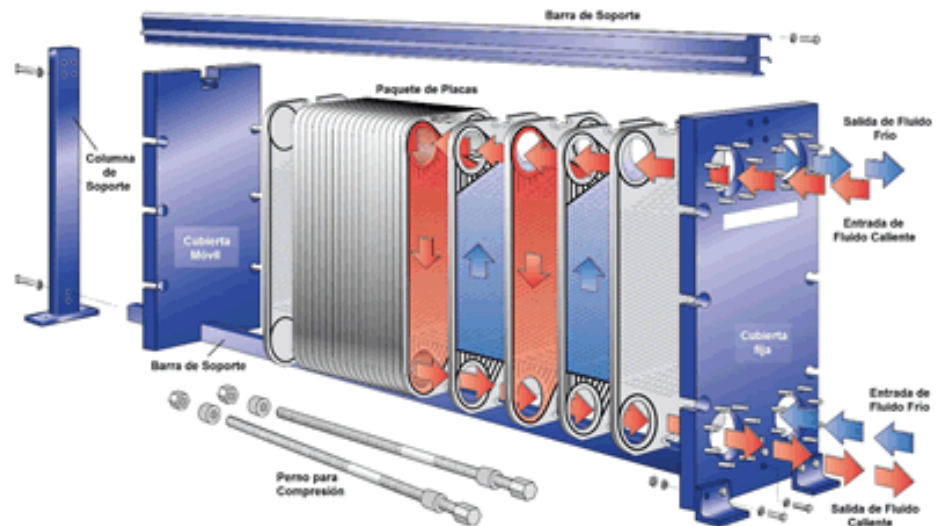


Figura 49 – Intercambiador de placas [9]

Sin embargo, en los equipos empleados para calentar el agua de piscinas, se utiliza un intercambiador tubular. Se emplea este tipo de intercambiador porque se requiere un menor intercambio térmico, pues la temperatura deseada en una piscina es muy inferior a la necesaria para la calefacción o el ACS. Además, este tipo de intercambiador aguanta el paso de la suciedad que se genera (pelo, cal...) sin obstruirse. Esta obstrucción, provocaría una disminución de la superficie de contacto entre gas y agua, lo cual con el paso del tiempo supondría una nula transferencia de calor. Este tipo de intercambiador está hecho de titanio debido a su alta resistencia a la corrosión salina provocada por la presencia de sales o cloros en el agua de la piscina, cuyo objetivo es mantener el agua limpia, evitando el crecimiento de algas, plantas, bacterias, etc.

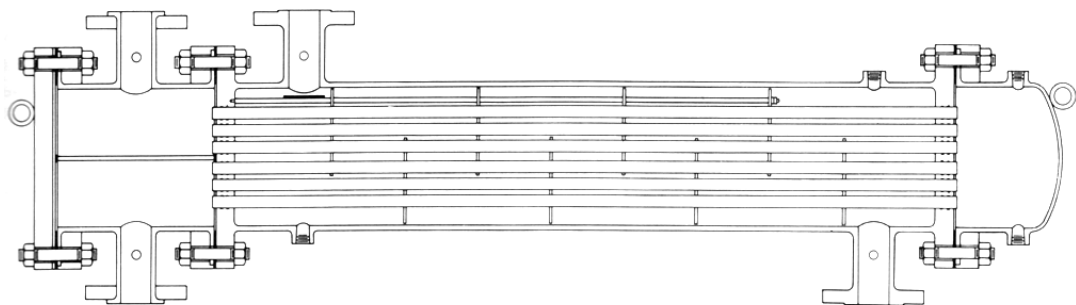


Figura 50 – Intercambiador tubular

- Grupo termodinámico: En su interior se encuentran elementos fundamentales como el compresor o la válvula de expansión, y según la utilización del equipo, el intercambiador de calor. Además, incluye otros elementos auxiliares como son el separador de aceite (elemento situado a la salida del compresor que recupera parte del aceite que sale con el gas, introduciéndolo nuevamente al compresor), calderín o separador de líquido (situado a la salida del evaporador y que se encarga de separar el líquido que pueda haber a la salida de éste evitando así que entre al compresor), etc. También en él se sitúan los controles de la instalación, tanto de arranque y parada como de la temperatura que se quiere obtener, siempre y cuando el equipo lo permita.



B

Figura 51 – Grupo termodinámico [7]

4.2. Funcionamiento del equipo

Una vez comentado los diferentes elementos principales que componen los equipos, se va a explicar con el mayor detalle posible cómo es el funcionamiento de los mismos. Sin embargo, debido al gran dinamismo que presentan dichos equipos y a

la cantidad de variables que regulan el funcionamiento de los mismos, éste es muy complejo y dependerá de una serie de variables. Éstas son entre otras: la temperatura exterior, el grado de apertura de la válvula de expansión, la cantidad de carga de gas refrigerante, el recalentamiento del gas a la salida del evaporador, la temperatura deseada del agua, etc. Con motivo de la gran cantidad de variables existentes resulta muy complicado explicar en detalle el funcionamiento de un equipo, pues estará condicionado por las variables citadas en cada momento. Por ello, se va a explicar cómo funcionan de un modo más global, incluyendo los procesos básicos que tienen lugar siempre en todos los equipos.

El esquema básico de la instalación es el mostrado en la figura 4, sin embargo esto no es del todo cierto, ya que la transferencia de calor ocurre en el intercambiador de placas comentado anteriormente y no dentro del depósito acumulador del ACS, de tal forma que justo tras el punto 2 de la imagen es donde se colocaría dicho intercambiador. Esta figura refleja cómo actúa el gas refrigerante de un modo general. En el anexo 3, se adjuntan los esquemas de funcionamiento específicos según la utilidad que vaya a tener el equipo (calefacción, ACS, frío...), sin embargo debido a su simplicidad y carácter global se empleará esta imagen para comprender mejor cómo funciona esta tecnología.

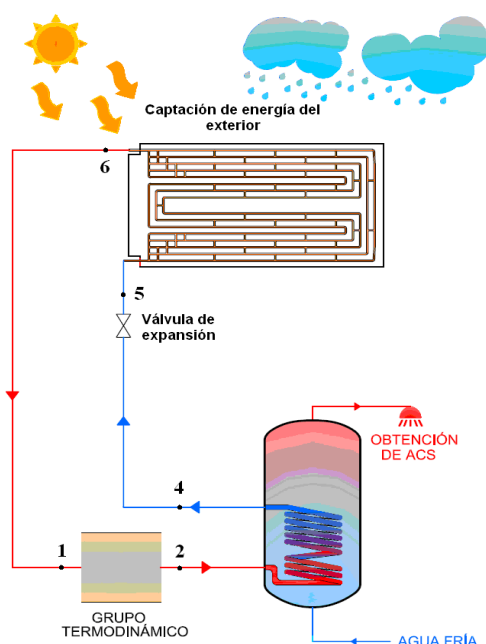


Figura 52 – Esquema básico de instalación de los equipos [7]

Los cuatro procesos fundamentales (ilustrados en la figura 10) que tienen lugar en todos los equipos, independientemente del valor que tomen sus variables, son los siguientes:

- ⊕ 1-2 → Compresión
- ⊕ 2-4 → Condensación
- ⊕ 4-5 → Expansión
- ⊕ 5-1 → Evaporación

Para comenzar con la explicación del mismo, se va a tomar como referencia inicial el punto 1 de ambas imágenes.

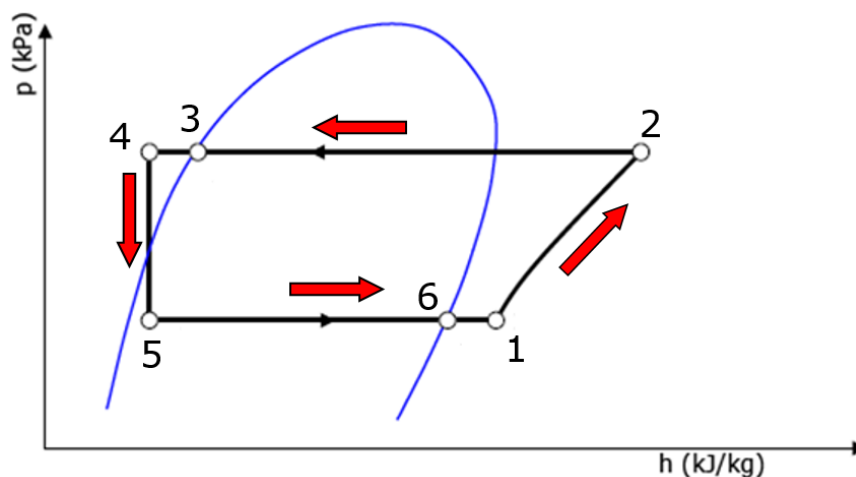


Figura 53 – Diagrama P-h del gas refrigerante [7]

En este punto, el gas refrigerante se encuentra en estado de vapor recalentado a una baja presión, la cual puede oscilar entre 1 y 4 bares aproximadamente. Este rango de presiones tiene asociado un intervalo de temperaturas a las que se encuentra el gas a la entrada del compresor y que dependerá de las diferentes variables citadas anteriormente. Este gas recalentado entra en el compresor, el cual provoca un aumento de la presión y como consecuencia de la temperatura. En este punto, el gas puede alcanzar una presión de entorno a los 20 bares y su temperatura puede llegar a ser de 90°C si se dan unas condiciones idóneas de las variables que regulan el funcionamiento de la instalación (elevada temperatura externa, alto grado de apertura de la válvula de expansión, etc.).

Tras pasar por el compresor, tal y como se ha comentado anteriormente, el gas refrigerante se encuentra a una elevada presión. Esto lleva asociado un aumento de la temperatura de condensación del gas, siendo una medida orientativa unos 80°C a la presión de 20 bares, de forma que a la entrada del intercambiador el refrigerante puede llegar ya en forma de mezcla de vapor y líquido, pues al entrar en contacto con el tubo más frío pierde algo de temperatura pudiendo llegar a condensar mínimamente. Una vez que el refrigerante entra en el intercambiador, éste que se encuentra a alta temperatura cede calor al agua, cuya temperatura es inferior y dependiente del uso al que esté destinada, pudiendo ser:

- ACS: si se produce un vaciado completo del acumulador, es decir, que toda la gente utilizara el agua caliente al mismo tiempo, entraría a la temperatura de red. Sin embargo, lo habitual es que el acumulador de agua se vacíe de forma escalonada, de modo que según se vacia, se va reponiendo con agua a la temperatura de red, de manera que el agua que entre al intercambiador irá a una temperatura intermedia entre la del acumulador y la de red, siendo dicha temperatura más próxima a la de red cuanto más se vacíe el acumulador.
- Calefacción: el agua entrará al intercambiador a la temperatura de retorno de los radiadores, ya que es un circuito cerrado.
- Piscina: en este caso, el agua entrará a una temperatura ligeramente inferior a la deseada, pues el equipo entrará en funcionamiento en cuanto la temperatura del agua de la piscina disminuya de la requerida por el cliente.

Tras la cesión de calor entre gas y agua en el intercambiador, ésta puede salir entorno a 55 o 65°C según el equipo empleado. De ahí, irá al acumulador, a los radiadores, etc. según la finalidad de la misma. Por su parte, el gas llega al punto 4 a una temperatura de unos 10 o 15°C inferior a la que tenía a la salida del compresor como consecuencia de la cesión de calor al agua. Esta disminución de la temperatura, provoca la condensación del mismo. De este modo, el refrigerante se encuentra en estado líquido subenfriado, es decir, su temperatura es inferior a la de condensación con el objetivo de poder ceder una mayor cantidad de calor al agua. Si se toma como referencia la imagen 10 para definir el proceso de condensación que tiene lugar en el intercambiador, la distancia que separa los puntos 2 y 3 sería la cesión de calor del refrigerante si éste saliera del intercambiador a la temperatura de condensación. Sin embargo, lo que ocurre es que éste sale a una temperatura inferior, lo que permite llegar al gas hasta el punto 4, consiguiendo una mayor separación que la obtenida entre los puntos 2 y 3, lo cual se traduce en que el gas refrigerante es capaz de ceder una mayor cantidad de calor al agua.

Después de pasar por el intercambiador, el gas llega a la válvula de expansión aún en estado líquido. Ésta, tal y como se comentó anteriormente, regula la cantidad de refrigerante que deja pasar en función de la temperatura a la salida del evaporador. Entonces, el gas que pase a través de la válvula, sufre una súbita bajada de presión, y

con ello de temperatura. Esta presión, es la misma a la que se encuentra el gas a la entrada del compresor, y que oscila entre 1 y 4 bares. Al igual que ocurre en el compresor, un cambio en la presión del gas lleva asociado un cambio en la temperatura, y en este caso, al disminuir la presión también disminuye la temperatura. Sin embargo, esta bajada en la presión no conlleva a un cambio de estado, pues la temperatura a la que se encuentra el gas es inferior a la temperatura de evaporación, la cual también ha disminuido y a presión ambiente está entorno a -15°C . Esta baja temperatura de evaporación tiene como consecuencia un rápido comienzo de la evaporación del gas al entrar en contacto con el tubo, el cual se encuentra a una mayor temperatura, de tal modo que a la entrada de la placa termodinámica éste pueda ser una mezcla de líquido y vapor (punto 5).

Por último, el refrigerante llega a la placa a muy baja temperatura (punto 5) y a través de la misma se produce una absorción de calor del ambiente, provocando la evaporación del gas. Este gas a la salida (punto 1) se encuentra recalentado, es decir, a una temperatura mayor que la de evaporación. Según la imagen 10, el punto 6 sería el gas a la temperatura de evaporación y el punto 1 a la temperatura de recalentamiento. Llegando a ese punto 6, lo que se consigue es una mayor absorción de calor del ambiente (pues ésta está marcada por la distancia horizontal entre los puntos 5 y 1, que es mayor que la distancia entre los puntos 5 y 6), de tal modo que al llegar al compresor, dicho refrigerante llegue a mayor temperatura y éste tenga que comprimir menos. de esta forma, llegamos al punto 1 y se vuelve a iniciar el ciclo completo.

4.3. Refrigerantes empleados en los equipos

Los refrigerantes usados en nuestra instalación son el R-407c y el R-134a. Estos refrigerantes son ecológicos y de alto rendimiento.

Según la ficha técnica el R-407c es una mezcla ternaria no azeotrópica, es decir, es una mezcla líquida que no hierven a temperatura constante y que no se comportan como si estuviese formada por un solo compuesto. Está compuesta por R-32, R-125 y R-134a. Químicamente es una mezcla estable, tiene buenas propiedades termodinámicas adecuadas para nuestra instalación, un bajo impacto ambiental y muy baja toxicidad lo que lo hace adecuado para su propósito en la instalación que es tratar con aguas que van a ser usadas tanto para uso doméstico como para instalaciones con fines lúdicos. Es sustituto del R-22.

A pesar de que uno de los componentes de este refrigerante ha sido clasificado como inflamable la composición global de la mezcla no lo es en situaciones en que se puede producir fraccionamientos de la mezcla. Está clasificado en el A1 grupo L1 de los refrigerantes de Alta Seguridad. Para un máximo rendimiento y evitar un posible fraccionamiento del mismo debe cargarse el producto siempre por fase líquida. Ya que no es miscible con aceites minerales, el R-407c debe utilizarse con aceites poliolésteres en la lubricación de la bomba y los circuitos de refrigeración.

Los componentes son:

| Nombre químico | % en peso | No. CE |
|--|-----------|-----------|
| 1,1,1,2-Tetrafluoracetano(R-134a) | 52 | 212-377-0 |
| Pentafluoracetano (R-125) | 25 | 206-557-8 |
| Difluorometano (R-32) | 23 | 200-839-4 |

Tabla 2 – Componentes refrigerante R-407c [I]

| Propiedades Físicas | Unidades | R-407c |
|--|----------------------|--------|
| Peso molecular | (g/mol) | 86,2 |
| Temperatura ebullición (a 1.013bar) | (°C) | -43,5 |
| Temperatura crítica | (°C) | 86,74 |
| Deslizamiento temperatura de ebullición (a 1.013 bar) | (K) | 72 |
| Presión crítica | (bar abs) | 46,2 |
| Densidad crítica | (kg/m ³) | 527 |
| Densidad de líquido (25°) | (kg/m ³) | 1134 |
| Densidad de líquido (-25°) | (kg/m ³) | 1325 |
| Densidad de vapor saturado (a 1.013bar) | (kg/m ³) | 4,6 |
| Presión de vapor (25°) | (bar abs) | 11,74 |
| Presión de vapor (-25°) | (bar abs) | 2,23 |

| | | |
|--|-----------|--------------|
| Calor de vaporización a punto de ebullición | (KJ/Kg) | 245 |
| Calor específico del líquido(25°)(1.013 bar) | (KJ/Kg k) | 1,54 |
| Calor específico del vapor (25°) (1.013bar) | (KJ/Kg k) | 0,83 |
| Conductividad térmica del líquido (25°) | (W/mK) | 0,082 |
| Conductividad térmica del vapor (1atm) | (W/mK) | 0,0131 |
| Solubilidad con el agua | (ppm) | Despreciable |
| Límite de inflamabilidad en aire a 1 atm | (% vol) | Ninguna |
| Toxicidad (AEL) | (ppm) | 1000 |
| ODP | - | 0 |
| GWP | - | 1600 |

Tabla 3 – Tabla propiedades R-407c [I]

Como ya hemos mencionado el refrigerante R407c es sustituto del R22. En la gráfica adjunta podemos observar una comparativa entre ambos. Se refleja la presión frente a la temperatura.

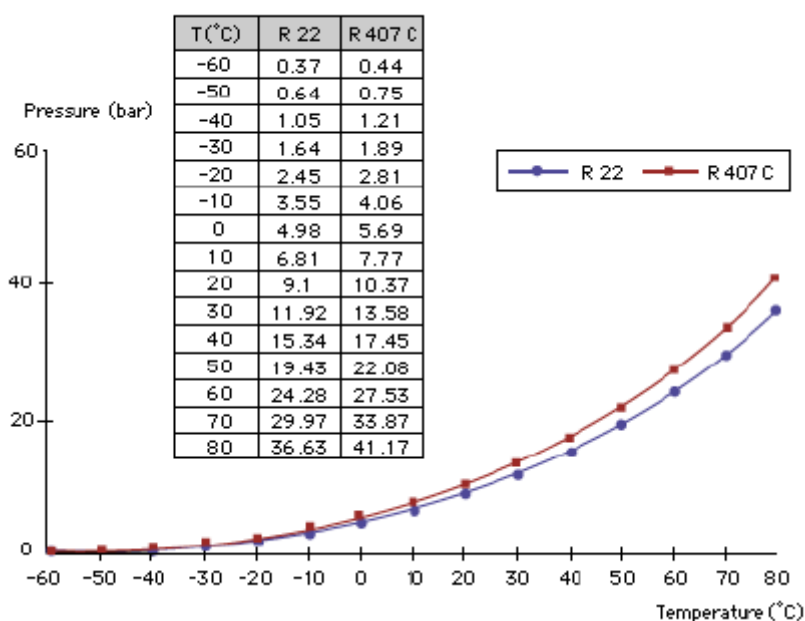


Figura 54 – Comparativa entre refrigerantes [i]

En los aparatos utilizados también se usa el refrigerante R-134a. Es un gas refrigerante que sustituye al refrigerante R-12 en instalaciones nuevas. Como todos los refrigerantes HFC no daña la capa de ozono, esto es debido a que tiene una gran estabilidad térmica y química, una baja toxicidad y además no es inflamable. También tiene una excelente compatibilidad con la mayoría de los materiales. La clasificación

del R-134a es A1 grupo L1. Es miscible completamente con los aceites poliésteres (POE), por lo tanto debe usarse siempre con este tipo de aceites.

Componentes:

| Nombre químico | % en peso | No. CE |
|--|-----------|-----------|
| 1,1,1,2-Tetrafluocetano(R-134a) | 100 | 212-377-0 |

Tabla 4 – Componentes refrigerantes R-134a [m]

Propiedades físicas:

| Propiedades Físicas | Unidades | R-134a |
|---|-----------|----------|
| Peso molecular | (g/mol) | 102 |
| Temperatura ebullición (a 1.013bar) | (°C) | -26,1 |
| Punto de congelación | (°C) | -103 |
| Temperatura crítica | (oC) | 101,1 |
| Presión crítica | (bar abs) | 40,67 |
| Densidad crítica | (kg/m3) | 508 |
| Densidad de líquido (25°C) | (kg/m3) | 1,206 |
| Densidad de líquido (0°C) | (kg/m3) | 1,293 |
| Densidad de vapor saturado (a punto ebull.) | (kg/m3) | 5,28 |
| Presión de vapor (25°C) | (bar abs) | 6,657 |
| Presión de vapor (0°C) | (bar abs) | 2,92 |
| Calor de vaporización a punto de ebullición | (KJ/Kg) | 217,2 |
| Calor específico del líquido (25°) (1.013 bar) | (KJ/Kg k) | 1,44 |
| Calor específico del vapor (25o)(1.013bar) | (KJ/Kg k) | 0,85 |
| Viscosidad del líquido (25°C) | (cP) | 0,202 |
| Presión superficial (25°C) | (mN/m) | 8,09 |
| Solubilidad con el agua (25°C a 1.013bar) | (wt%) | 0,15 |
| Capacidad volumétrica refrig. (-25°C) | (Kg/m3) | 1.192,11 |

| | | |
|-----------------------|---|------|
| Inflamabilidad | - | No |
| ODP | - | 0 |
| GWP | - | 1300 |

Tabla 5 – Propiedades refrigerante R-134a [m]

Compatibilidad con los materiales:

| Elastómeros | | | Plastómeros | | |
|-----------------|----|----|---------------|----|----|
| C | PC | NC | C | PC | NC |
| Goma Butílica | X | | Propileno | X | |
| Neopreno | X | | PVC | X | |
| Buna N | X | | Polietileno | X | |
| Buna S | | X | Nylon | X | |
| Goma Flucrada | | X | Poliestireno | | X |
| Goma natural | X | | PTFE | X | |
| Goma siliconada | | X | Poliacetileno | X | |
| Goma EPDM | X | | Resina Epoxi | X | |
| Polisulfúrica | X | | ABS | | X |

Tabla 6 – Compatibilidad con los materiales [m]

C= Compatible PC= Poco compatible NC= No compatible

Gráfico Presión/Temperatura:

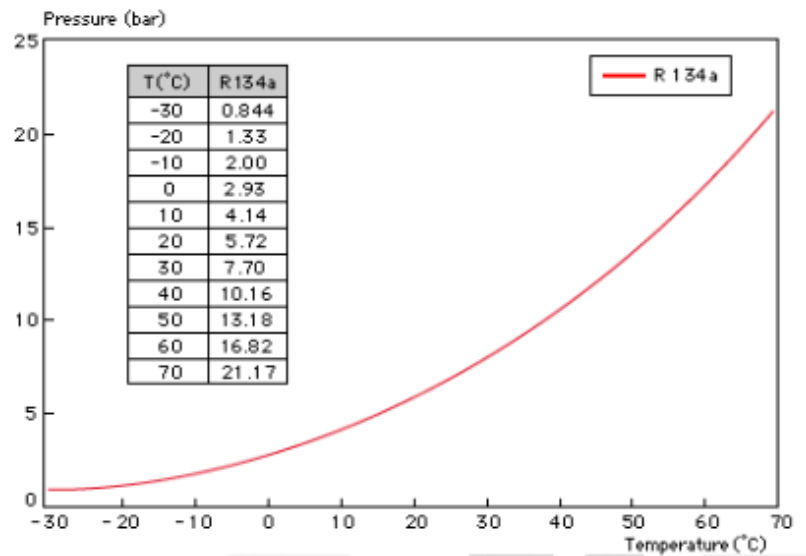


Figura 55 – Gráfico presión temperatura [j]

4.4. Ventajas de los equipos

Tal y como se comentó al inicio de este capítulo, estos equipos pueden sustituir a la energía solar térmica según el Documento de Idoneidad Técnico obtenido, por lo que una vez conocido el funcionamiento de la tecnología, parece conveniente enumerar las ventajas que presentan frente a la energía térmica:

- La principal ventaja es que estos equipos captan energía de día y de noche, con lluvia, en días nublados, etc. hasta los -5°C , lo cual permite a estos equipos ser independientes y no necesitar una caldera de apoyo como ocurre en el caso de los captadores solares térmicos.
- Desde el punto de vista económico, la amortización de estos equipos es muy rápida, en torno a 3 años.
- Su instalación es muy fácil y apenas necesita mantenimiento.
- Es muy fácil detectar fugas de gas por toda la instalación.



Emplazamiento de la instalación

5. Emplazamiento de la instalación

En este capítulo se va a proceder a detallar el emplazamiento elegido para el trabajo y cuales son las características del lugar.

Vamos a tratar las piscinas de la zona norte de Madrid, a través de una vista panorámica de la zona hemos analizado los tipos y número de piscinas que hay para realizar un estudio de las instalaciones y de los productos.

Se puede observar que existen diversas formas así como usos. Pueden ser piscinas unifamiliares, de zonas residenciales, públicas o de uso privado para distintos fines.

He elegido esta zona de la comunidad de Madrid debido a que la altitud y la localización entre montañas hace que el agua de las piscinas permanezca lo suficientemente baja durante el verano como para necesitar aclimatación para un uso placentero.

Aquí podemos ver un mapa de la zona a analizar:

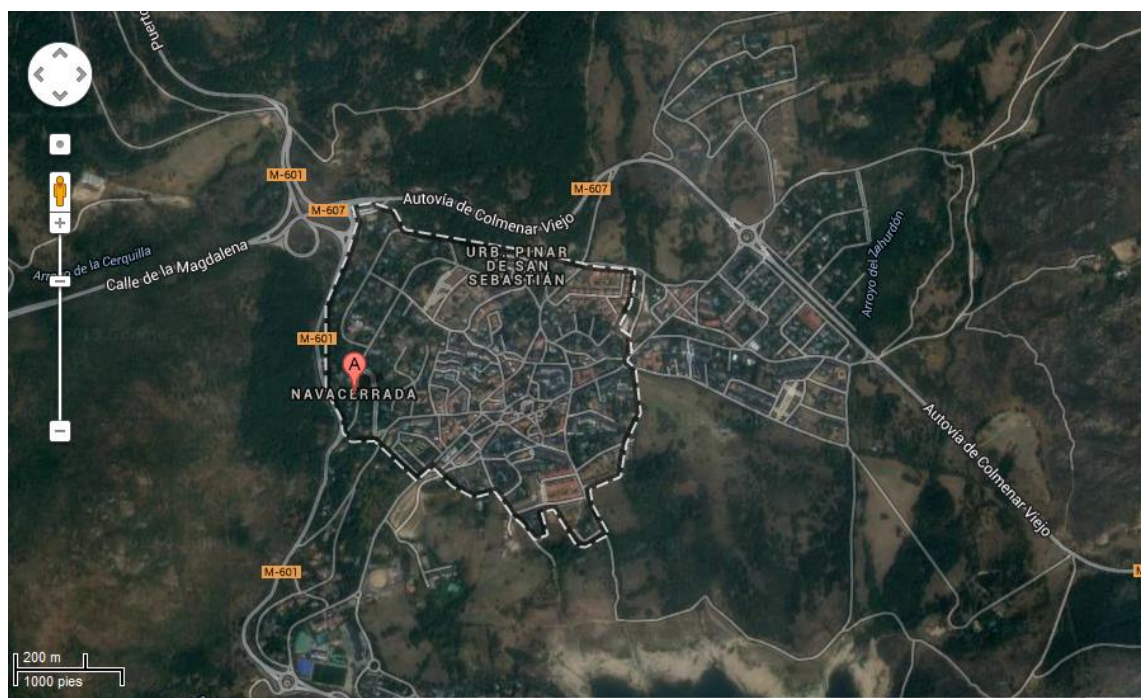


Figura 56 – Mapa de la zona Navacerrada [k]

Con una imagen más cercana de la localidad podemos observar que dispone de numerosas piscinas tanto de uso unifamiliar como para el uso de urbanizaciones.

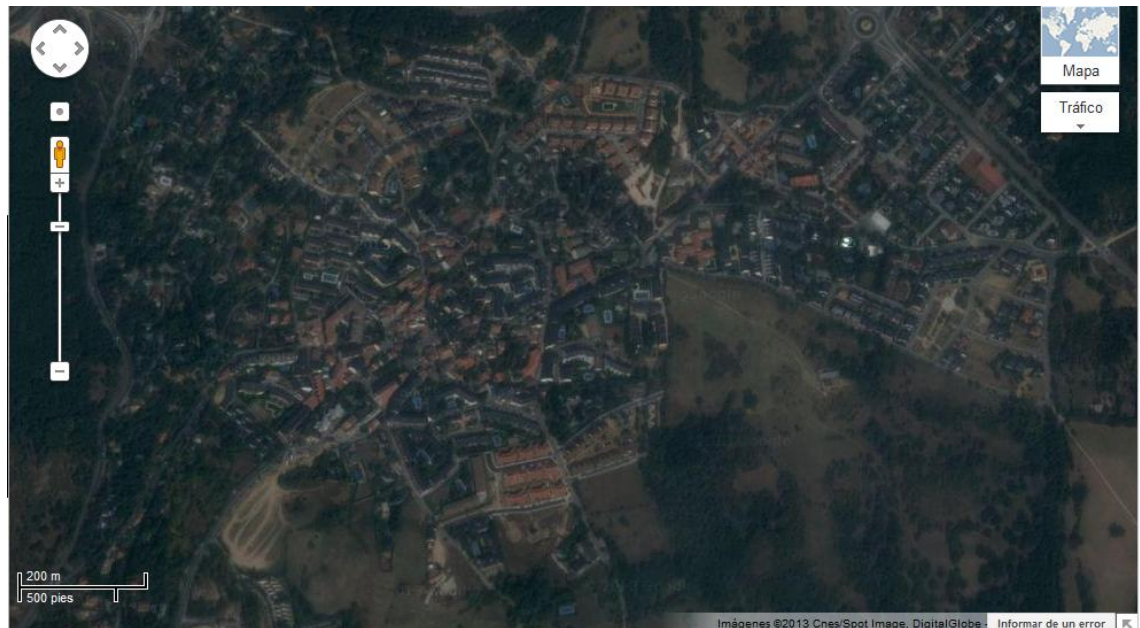


Figura 57 – Mapa ampliado de la zona [k]

A continuación veremos los valores climatológicos normales en el puerto de Navacerrada, lugar donde hemos elegido nuestro emplazamiento. Estos datos han sido recogidos por la agencia estatal de meteorología durante el periodo comprendido desde 1971 hasta el año 2000.

Es importante para ello conocer la situación exacta donde se han recogido estos valores:

Altitud (m): 1894

Latitud: 40° 47' 35" N

Longitud: 4° 0' 38" O

La siguiente tabla muestra dichos valores.

| MES | T | TM | Tm | R | H | DR | DN | DT | DF | DH | DD | I |
|-------------------|------|------|------|-----|----|----|----|----|----|----|----|-----|
| ENERO | -0.6 | 2.0 | -3.1 | 141 | 82 | 12 | 13 | 0 | 6 | 26 | 7 | 108 |
| FEBRERO | -0.2 | 2.5 | -2.9 | 116 | 83 | 11 | 12 | 0 | 4 | 23 | 4 | 107 |
| MARZO | 2.5 | 4.7 | -1.7 | 92 | 78 | 10 | 11 | 1 | 2 | 21 | 5 | 159 |
| ABRIL | 2.5 | 507 | -.08 | 138 | 81 | 13 | 13 | 1 | 4 | 19 | 3 | 160 |
| MAYO | 6.5 | 10.2 | 2.8 | 142 | 76 | 13 | 5 | 4 | 4 | 8 | 3 | 209 |
| JUNIO | 11.9 | 16.3 | 7.5 | 71 | 66 | 8 | 1 | 5 | 2 | 1 | 6 | 275 |
| JULIO | 16.2 | 21.2 | 11.3 | 33 | 54 | 4 | 0 | 4 | 1 | 0 | 13 | 339 |
| AGOSTO | 16.3 | 21.2 | 11.3 | 24 | 54 | 3 | 0 | 3 | 1 | 0 | 12 | 323 |
| SEPTIEMBRE | 12.4 | 16.6 | 8.2 | 63 | 65 | 7 | 1 | 3 | 3 | 1 | 8 | 212 |
| OCTUBRE | 6.7 | 9.8 | 3.6 | 143 | 81 | 11 | 3 | 1 | 4 | 6 | 6 | 146 |

| | | | | | | | | | | | | |
|------------------|-----|-----|------|------|----|-----|----|----|----|-----|----|------|
| NOVIEMBRE | 2.8 | 5.4 | 0.2 | 186 | 83 | 12 | 8 | 0 | 6 | 15 | 6 | 108 |
| DICIEMBRE | 0.7 | 3.2 | -1.7 | 176 | 83 | 13 | 11 | 0 | 7 | 22 | 7 | 93 |
| AÑO | 6.4 | 9.9 | 29 | 1326 | 74 | 118 | 78 | 22 | 43 | 142 | 83 | 2238 |

Tabla 7 – Valores climáticos [n]

T Temperatura media mensual/anual (°C)
 TM Media mensual/anual de las temperaturas máximas diarias (°C)
 Tm Media mensual/anual de las temperaturas mínimas diarias (°C)
 R Precipitación mensual/anual media (mm)
 H Humedad relativa media (%)
 DR Número medio mensual/anual de días de precipitación superior o igual a 1mm
 DN Número medio mensual/anual de días de nieve
 DT Número medio mensual/anual de días de tormenta
 DF Número medio mensual/anual de días de niebla
 DH Número medio mensual/anual de días de helada
 DD Número medio mensual/anual de días despejados
 I Número medio mensual/anual de horas de sol

Para nuestro estudio necesitaremos las temperaturas en los meses estivales ya que solo se utilizara durante este periodo de tiempo.

Además conocemos los valores extremos de todos los tiempos:

T^a min. abs. : -20.3°C (25 de diciembre de 1962).

T^a máx. abs. : 31.8°C (12 de Agosto de 1987).



Instalación

6. Instalación

En el estudio a realizar hemos analizado el coste que supondría la instalación en una piscina privada para uso unifamiliar.

Las dimensiones de dicha piscina serán de 6 x 3 x 1,6m. Será de forma rectangular y tendrá una capacidad de 28,8 m³ o 288.800 litros.

6.1. Instalación

Antes de realizar la instalación de los componentes para la climatización de la piscina hay que asegurarse de algunos detalles. Debe haber espacio suficiente para las conexiones ya sean eléctricas o hidráulicas, hay que cerciorarse de que el lugar donde se vayan a colocar tanto los paneles como el grupo termodinámico tenga capacidad portante, dicho grupo termodinámico ha de instalarse en posición vertical. Además la unidad debe ser instalada con suficiente espacio libre que permita la ventilación del equipo.

El orden de montaje siempre debe ser primero los paneles solares termodinámico, grupo termodinámico, conexiones frigoríficas, soldaduras, llenado del circuito frigorífico, conexiones hidráulicas, conexiones eléctricas y para finalizar se realizará el encendido del sistema.

En primer lugar como ya hemos mencionado se llevará a cabo la instalación de los paneles. Los evaporadores deben estar orientados preferentemente al sur, sureste y suroeste, ya que si los colocamos en cualquier otra orientación disminuirá ligeramente su rendimiento. La inclinación idónea respecto a la horizontal es, aproximadamente igual a la altitud del lugar, de esta manera captarán la mayor radiación solar posible. Sin embargo se podrán colocar en un amplio abanico de ángulos que van desde 0° hasta 90°.

Entre el grupo termodinámico y los paneles no debe existir una distancia que supere los 8 metros en vertical ni 15 metros en total. Es aconsejable que exista la menor distancia posible entre el bloque termodinámico y los paneles, de esta manera se mejorará el rendimiento total del sistema.

Para que aumente el rendimiento es aconsejable que los paneles estén en contacto con el viento, para favorecer el intercambio de calor entre el refrigerante y el medio que le rodea. Por esta razón el fabricante recomienda que el panel se sitúe en la dirección paralela del viento predominante en la zona, de esta manera el viento pasará libremente entre ellos.

La conexión es muy importante entre todos los paneles que se vayan a instalar para así repartir el fluido homogéneamente entre todos ellos. Para este fin se recomienda el uso de distribuidores de fluido, también es conveniente instalar la misma longitud de tubería a partir del mismo hasta las placas.

Debe haber una distancia entre paneles mínima de 500 mm en horizontal y 700 mm en vertical. Esta distancia está asociada a la climatología del lugar, de tal manera que no se obstaculice ni la condensación ni la evaporación de las placas.

En caso de la que la tubería de impulsión disponga de más de 4 m en vertical se ha de colocar un sifón para asegurar el retorno del aceite hacia el compresor.

Ancrar el panel evaporador es muy importante y para ello existen dos opciones. En posición vertical con los tubos de entrada y salida situados en la parte inferior o en posición horizontal, con los tubos de entrada de refrigerante situadas en la parte inferior.

Hay que tener extrema precaución de no perforar ni estrangular la tubería al doblarla, en caso de que esto fuese necesario. Si lo fuese habría que comprobar que no se ha producido ningún deterioro en la misma que cause una obstrucción al paso del fluido refrigerante o una fuga.

Es muy importante y está totalmente prohibido abrir los equipos hasta el momento de su puesta en marcha para evitar la contaminación del circuito del mismo. Esto es debido a que los equipos termodinámicos van presurizados con nitrógeno.

En la siguiente imagen podemos ver la posición correcta de montaje de los paneles:

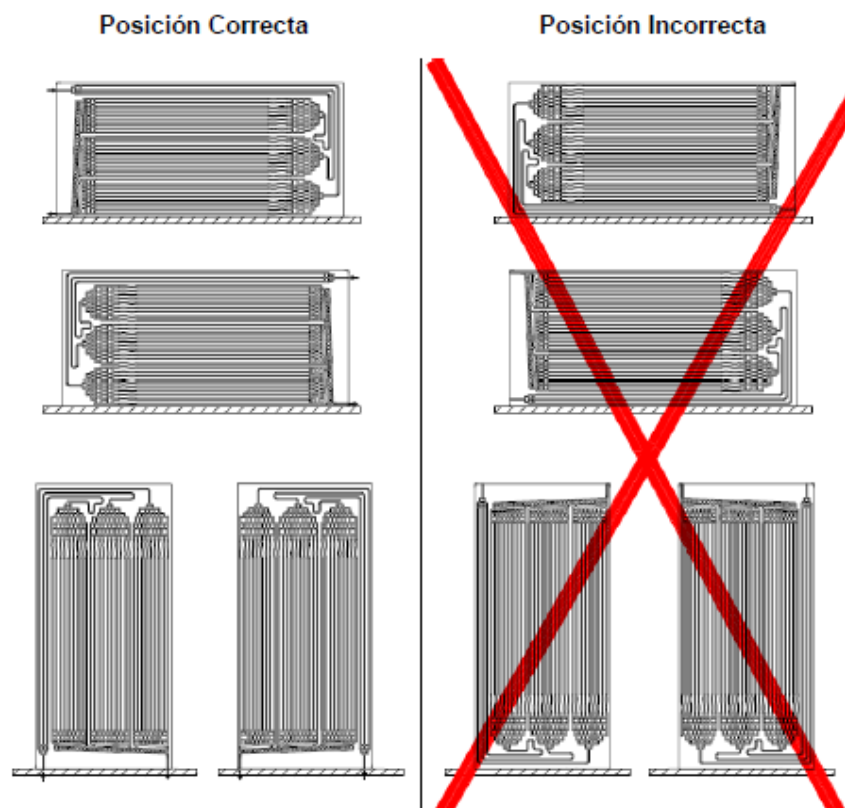


Figura 58 – Posicionamiento de los paneles [7]

Como ya hemos mencionado anteriormente el intercambiador es de titanio, material resistente a la corrosión. El intercambiador se conecta a la línea de descarga/retorno de la piscina, aguas abajo del filtro y de la bomba y aguas arriba del sistema de tratamiento de agua. Es recomendable la instalación de un acoplador entre la entrada y la salida de la unidad de esta manera permite un drenaje fácil y un acceso rápido para los servicios de mantenimiento u otros.

Para instalar el grupo termodinámico hace falta tener en cuenta la superficie y ubicación del montaje así como las conexiones.

El lugar elegido para su situación debe reunir una serie de características:

- Debe ser un lugar accesible, con suelos limpios, sin grasas y debidamente protegidos de la intemperie. Como por ejemplo puede ser un garaje, caseta exterior, cuarto trasero etc.
- Minimizar la distancia entre los componentes.
- Debe haber espacio para realizar el mantenimiento de la instalación.
- Hay que evitar la posible transmisión de vibraciones con habitaciones adyacentes, por lo tanto hay que montar el equipo sobre elementos anti-vibratorios.
- Si la conexión se hace a través del techo se ha de emular un sifón para evitar la posibilidad de una entrada de agua deslizándose a través de la tubería.

Cada grupo termodinámico presenta cuatro conexiones:

- 2 conexiones de gas:
 - ⊕ Conexión a línea de líquido, alimentación a los paneles
 - ⊕ Conexión a colector de aspiración, retorno de los paneles
- 2 conexiones de agua:
 - ⊕ Conexión de ida, agua caliente
 - ⊕ Conexión de retorno, agua fría

Las conexiones frigoríficas que se han de usar deben reunir una serie de características:

Las tuberías que se usen para unir los paneles termodinámicos al equipo deben de ser de cobre de calidad frigorífica, es decir, tubo de cobre deshidratado. En el caso

de que la condensación del agua dentro de las tuberías suponga un problema deben ir aisladas adecuadamente con un aislamiento flexible anti condensación.

Antes de soldar las tuberías, debe comprobarse que el sistema está libre de humedad y partículas.

Las tuberías que porten gas deben tener el mínimo número de curvas posible, para de esta manera minimizar las pérdidas de carga y deben ser ancladas adecuadamente para así no transmitir ni esfuerzos ni vibraciones.

Se debe efectuar un control previo antes de cargar y aislar las tuberías, de esta manera se comprobará que no existen fugas en la instalación. Se recomienda que el reconocimiento de la instalación se haga con un barrido de nitrógeno que arrastre toda la suciedad y restos de soldaduras que pudiera haber en su interior.

Los distribuidores de líquido se han de situar verticalmente y de cabeza hacia abajo, en ningún caso horizontalmente.

Tras instalar los paneles solares en la cubierta y ubicar el equipo termodinámico en su lugar definitivo procederemos a realizar las interconexiones entre ambos elementos. La primera conexión se llevará a cabo en los paneles termodinámicos. Distribuidores de líquido que serían la línea de líquido, y los colectores de aspiración, que serían la línea de aspiración. Ambas líneas, de líquido y de aspiración, se conectarán al equipo termodinámico.

Las tuberías deben ser cortadas con un cortatubos, no usando en ningún caso lubricantes o refrigerantes, y eliminando la rebanada inferior y superior con una herramienta especial. Se ha de evitar la viruta de cobre en el interior. Hay que tener especial cuidado con las herramientas de calibrado para conseguir las medidas adecuadas.

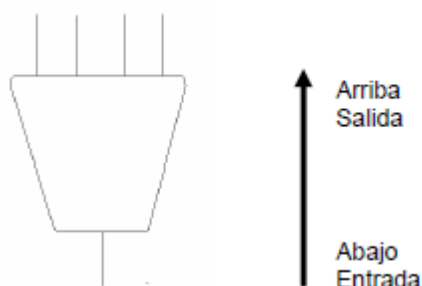


Figura 59 – Instalación de distribuidores de líquido [7]

La instalación de los distribuidores de líquido y el colector de aspiración.

Las uniones de los tubos a los distribuidores pueden ser realizadas anteriormente a la instalación.

Los paneles llevan una funda termo-retráctil en los tubos de conexión que se retirará en el momento de la unión de las mismas con el fin de evitar la infiltración de impurezas.

Las tuberías de alimentación, inferiores, a cada panel han de tener la misma longitud. Si una de estas tuberías es demasiado larga, se podrá enrollar. Se unirán a la conexión inferior de cada panel.

Las tomas de salida, superiores, de cada panel se recogerán en uno a varios colectores de aspiración. Este colector recogerá el gas refrigerante de los paneles, y se unirá a la toma de aspiración del bloque termodinámico.

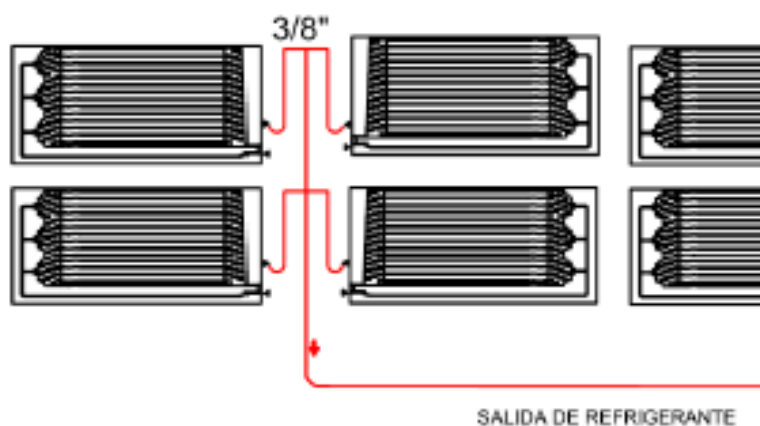


Figura 60 – Toma de salida del refrigerante [7]

Tanto las tuberías de entrada como las de salida tendrán unas dimensiones de 3/8".

Los distribuidores de líquido se utilizan para garantizar que el fluido refrigerante se reparta de forma homogénea entre los distintos paneles. Van colocados en la línea de entrada de fluidos a los paneles.

Dependiendo del equipo elegido para nuestra instalación el diámetro de las tuberías será diferente. En el siguiente cuadro podemos ver las distintas dimensiones que han de tener.

| GRUPO | Kit distribuidor de líquido de entrada | Línea de líquido (") | Línea de aspiración (") |
|--------------|---|----------------------|-------------------------|
| GTP04 | 1 distribuidor de líquido 1entrada 1/2"-2 salidas 1/2" + 2distribuidores de líquido 1 entrada – 3 salidas a 3/8" | 1/2 | 5/8 |
| GTP06 | 1 distribuidor de líquido 1entrada 1/2"-2 salidas 1/2" + 2distribuidores de líquido 1 entrada – 3 salidas a 3/8" | 1/2 | 5/8 |
| GTP08 | 1 distribuidor de líquido 1entrada 1/2"-2 salidas 1/2" + 2distribuidores de líquido 1 entrada – 4 salidas a 3/8" | 1/2 | 3/4 |
| GTP12 | 1 distribuidor de líquido 1entrada 1/2"-3 salidas 1/2" + 2distribuidores de líquido 1 entrada – 4 salidas a 3/8" | 1/2 | 7/8 |
| GTP16 | 1 distribuidor de líquido 1entrada 1/2"-4 salidas 1/2" + 4 distribuidores de líquido 1 entrada – 4 salidas a 3/8" | 3/4 | 7/8 |
| GTP24 | 1 distribuidor de líquido 1entrada 1/2"-6 salidas 1/2" + 6 distribuidores de líquido 1 entrada – 4 salidas a 3/8" | 3/4 | 1 1/8 |

Tabla 8 – Diámetro de las tuberías [11]

La soldadura que se recomiendan realizar para las uniones en las tuberías de gas es la soldadura oxiacetilénica o la de propano. Para las soldaduras se utilizan varillas de plata al 40%. Una vez hecho se comprobará la estanqueidad de la instalación, para ello se introducirá una carga de nitrógeno hasta alcanzar una presión que oscile entre los 10mbar. Con un máximo de 12mbar. La instalación debe quedar conectada con los manómetros y la precarga durante 2-3 días, y transcurrido este tiempo observar que ha ocurrido con la presión. Una vez comprobado que no hay fugas se procederá a extraer el nitrógeno introducido y se vaciará por separado la máquina y los paneles mediante una bomba de vacío. De esta manera se limpiará toda la instalación de posibles impurezas, aire y humedad. El vacío se realiza a través de los obuses de carga, tanto por la línea de aspiración como por la de líquido. Los tiempos de vacío son los indicados en la siguiente figura.

| GRUPO TERMODINÁMICO | GTP04 | GTP06 | GTP08 | GTP12 | GTP16 | GTP24 |
|-------------------------------|--------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Tiempo mínimo de vacío | 0,75 h | 1 h | 1,5 h | 2 h | 2,5 h | 3 h |

Tabla 9 – Tiempos de vacío [11]

A continuación se llevará a cabo el llenado del circuito frigorífico. El refrigerante se introduce a través de la válvula obús situada en la línea de descarga del gas, el R-407c se introducirá en su fase líquida. La precarga inicial será de la siguiente cantidad.

| GRUPO TERMODINÁMICO | GTP04 | GTP06 | GTP08 | GTP12 | GTP16 | GTP24 |
|------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Precarga (kg) | 1,5 | 1,7 | 1,9 | 2,2 | 3 | 3,5 |

Tabla 10 – Precarga inicial [11]

Finalmente cuando la presión esté equilibrada en los manómetros, se procederá a la conexión del compresor, y se debe controlar en todo momento las presiones de alta y de baja correspondientes a las temperaturas de condensación y evaporación.

Temperaturas y presiones (manométrica) de trabajo.

| TEMPERATURA EXTERIOR (°C) | PRESIÓN DE ASPIRACIÓN* (bar) |
|---------------------------|------------------------------|
| 0 | 1,2 |
| 5 | 1 |
| 10 | 2,2 |
| 15 | 2,9 |
| 20 | 3,6 |
| 25 | 4,5 |
| 30 | 5,5 |

Tabla 11 – Temperaturas y presiones de trabajo [11]

6.1.1 Conexiones eléctricas

Cuando todas las conexiones frigoríficas estén hechas y el circuito hidráulico esté lleno de agua se realizará la conexión a la red eléctrica. La alimentación eléctrica dependerá del equipo que hayamos instalado. Mientras que el GTP04, GTP06, GTP08 y GTP12 es a 230V / 1 / 50Hz el GTP16 y GTP24 tiene una alimentación a 380V / 3 / 50Hz. Es importante colocar un interruptor automático de protección cerca de la máquina que corresponda a la capacidad de la máquina.

Los cables deben ser de la sección suficiente, según marque la normativa vigente de cada zona. La conexión de la bomba recirculadora es en las bornas BB. La intensidad máxima de las bombas no puede ser superior a 5A. La alimentación de la bomba recirculadora se realizará con un cable de sección mínima (2+tierra) x 1,5 mm².

Se deberán verificar y reapretar todas las conexiones eléctricas, ya que las vibraciones durante el transporte las puede aflojar.

Los bornes de conexión entre el bloque y el cuadro eléctrico se encuentran en la parte trasera superior del equipo termodinámico.

La alimentación eléctrica al equipo debe de realizarse con cable eléctrico con las siguientes características:

| GRUPO TERMODINÁMICO | GTP04 | GTP06 | GTP08 | GTP12 | GTP16 | GTP24 |
|---|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| Sección cable eléctrico (mm²) | 230V/2,5 | 230V/4 | 230V/6 | 230V/6 | 400V/4 | 400V/4 |
| Magnetotérmico (A) | 2 polos 20A | 2 polos 20A | 2 polos 40A | 2 polos 40A | 4 polos 20A | 4 polos 20A |

Tabla 12 – Conexiones eléctricas [11]

6.1.2 Conexiones hidráulicas

En las conexiones hidráulicas se han de colocar una serie de elementos indispensables para el buen funcionamiento de la instalación:

- Un filtro en la entrada al equipo que retenga las partículas en suspensión con un diámetro inferior a 1mm.
- Purgadores de aire en cada uno de los puntos altos de la instalación para mantener una buena circulación de agua. En los circuitos cerrados.
- Habrá de asegurarse que nunca se quede sin agua.
- Llaves de corte en cada uno de los elementos hidráulicos de la instalación del equipo, de tal forma que permitan aislar cada uno de los elementos en caso de necesidad. De esta manera se podrán llevar a cabo tareas como la limpieza de filtros, reparaciones, sustituciones etc. Sin obligar al vaciado del circuito.
- Manguitos antivibratorios en la entrada y salida del equipo, de forma tal que no se transmitan vibraciones que provoquen la rotura de la instalación hidráulica.
- Sistema adecuado para mantener la presión requerida. Un vaso de expansión o válvulas reguladoras de presión.
- Aditivo anticorrosivo.
- El agua debe provenir de una red de suministro directamente o de cualquier otro punto en el circuito entre las unidades terminales.

- Todas las tuberías de agua deben estar aisladas para un consumo adecuado de energía.

6.1.3 Puesta en marcha

Una vez completados los pasos descritos anteriormente el sistema se podrá poner en marcha.

Para la puesta en marcha hay que llenar el circuito de agua hasta alcanzar una presión de servicio no superior a los 2,5bares. Después debe cerrarse la válvula de llenado. Hay que comprobar que las válvulas de purga de aire están abiertas para expulsar el aire del circuito y de esta manera tener un correcto funcionamiento.

El equipo alcanzará la temperatura prevista en un periodo de tiempo variable que dependerá de las condiciones ambientales y de la temperatura inicial del agua y que calcularemos más adelante para los casos propuestos a estudio.

Se conectará a la red de la manera explicada anteriormente.

6.1.4 Otros componentes

Hay otros componentes necesarios en la instalación como pueden ser los distribuidores de líquido que se utilizan para garantizar que el fluido refrigerante se reparte de forma homogénea entre los distintos paneles. Estos distribuidores se colocarán en la línea de entrada del fluido a los paneles. Para este fin los tubos de salida desde el distribuidor hasta los paneles han de tener rigurosamente la misma longitud.

6.1.5 Posibles fallos en la instalación

Con el fin de evitar posibles problemas hay que tener en cuenta las siguientes causas de fallos en el equipo.



| Causas del siniestro | Consecuencias |
|--|---|
|  Olvidar válvula de seguridad en la instalación | Acumulador agujereado y fugas en las conexiones hidráulicas |
|  Abrir la válvula para dejar circular el gas sin realizar el test de estanqueidad | La máquina deja de funcionar en pocas horas |
|  Arrancar la máquina sin haber introducido agua en el interior del acumulador | Riesgo de deteriorar el circuito frigorífico |
|  Distancia excesiva de tubería entre el bloque termodinámico y los paneles | Recalentamiento del compresor, disminuyendo su vida útil |
|  Posicionamiento del panel al revés | El equipo salta por baja presión constantemente y pérdida de aceite en el compresor |
|  Conexión del acumulador en una toma trifásica recuperando una fase y un neutro | Problema de arranque del compresor |
|  Mala fijación de los paneles en los tejados | Riesgo de rotura de los paneles o incluso de caída de los mismos con mucho viento |
|  Ausencia de empalme dieléctrico | Riesgo de corrosión de las conexiones de agua fría o caliente, incluso degradación del acumulador |
|  Instalación de un cable de sección menor a 5mm | Explosión del condensador de arranque de la máquina, sustitución del condensador |
|  Anclado de las conexiones de salida y ausencia de manguitos antivibratorios | Pérdida gradual de refrigerante, malfuncionamiento y parada de la máquina |

Figura 61 – Posibles fallos en la instalación [7]

6.1.6 Mantenimiento e inspección

Tras toda la instalación es preciso llevar a cabo un control de las instalaciones a través del mantenimiento y las inspecciones. Se han de realizar controles periódicos que contribuyen a garantizar la seguridad de funcionamiento de la instalación. Hay que llevar a cabo las siguientes tareas:

- Comprobar el dispositivo de suministro de agua y de su descarga frecuentemente. Debe evitarse la obstrucción a la entrada de agua o de aire ya que esto puede afectar el rendimiento del sistema y su fiabilidad.
- El emplazamiento de la unidad debe de estar seca, limpia y bien ventilada. Limpiar el intercambiador de calor regularmente para mantener una adecuada conservación del intercambiador.

- La presión de operación del sistema de refrigeración debe ser solo revisada por personal cualificado.
- Comprobar el cable de conexión frecuentemente. Si la unidad comienza a operar de forma anormal desconectarla de la red y contactar con el servicio técnico.
- Normalmente, no es necesario limpiar los paneles dado su poder autolimpiable con la lluvia. Cuando sea necesario se pueden limpiar con agua y detergente no abrasivo. Esta operación no debe realizarse cuando la insolación sea fuerte.
- Se deberá realizar una revisión anual obligatoria por parte de instaladores autorizados, comprobando:
 - ⊕ El correcto funcionamiento de la instalación, del regulador, los dispositivos de seguridad y el acumulador, en caso de que exista. En nuestro caso no tendremos acumulador ya que el agua circulara constantemente para mantenerlo a la temperatura adecuada.
 - ⊕ El estado de los componentes de la instalación expuestos a la intemperie
 - ⊕ Verificar que las temperaturas que marca la centralita de control se corresponden con las temperaturas reales.
- Además de la revisión anual obligatoria se recomienda una inspección visual de la instalación cada 6 meses y en todo caso, siempre que se produzca alguna anomalía en el funcionamiento de la instalación.



Diseño y viabilidad económica

7. Diseño y viabilidad económica

7.1. Diseño



Figura 62 – Diseño de la piscina a instalar [7]

Como podemos observar en la imagen, cedida por Energy Panel, la piscina cuenta con un circuito en el que por un lado obtiene agua fría de la piscina que tras pasar por un intercambiador de calor vuelve con la temperatura idónea a través de chorros. Por otro lado el intercambiador de calor consta de un segundo circuito por el que circula el refrigerante que proviene de los paneles.

En primer lugar para el dimensionamiento del equipo debemos saber varios parámetros como el calor que pierde la piscina al ambiente a través de la superficie, el tiempo que tardará en llegar a la temperatura requerida por el cliente etc.

A través del programa “Ginepro 2.0” podemos en primer lugar hacer el cálculo de las necesidades de la piscina a tratar a través de las pérdidas globales.

En primer lugar debemos introducir los datos de la localización-

| UBICACIÓN | |
|----------------------------------|------------------------------------|
| Provincia o Capital de Provincia | Altitud (m.s.n.m): 1894 |
| Madrid | Latitud (°): 40,47 |
| | Temp. Máxima (°C): 31,8 |
| | Temp. Mínima Histórica (°C): -20,3 |

Figura 63 – Programa “Ginepro 2,0”

Elegimos la provincia de Madrid y cambiamos los datos que aparecen por defecto por los datos propios del municipio de Navacerrada para ser más acertados a la hora de calcular las variables. Los valores son los que aparecen en la ilustración y ya comentados anteriormente.

A continuación señalamos que queremos realizar un estudio para la aclimatación de una piscina.

FORMULARIOS DE NECESIDADES Y COBERTURA

ACS

CALEFACCION

PISCINA

Figura 64– Programa “Ginepro 2,0”

Esta selección nos llevará a la siguiente pestaña donde analizaremos las pérdidas con el ambiente.

CALCULO DE LAS NECESIDADES DE PISCINA (Pérdidas Globales)

Tipo de Piscina:

Superficie de la piscina [m²]:

Profundidad media de la piscina [m]:

Volumen de la piscina [m³]:

Humedad relativa [%]:

Calor Esp. Fluido C.P [Kcal/(Kg·°C)]:

Calor Esp. Fluido C.S [Kcal/(Kg·°C)]:

Eficiencia del intercambiador:

Longitud Tubería C.P (m):

Tipo de Tubería:

| Mes | Temp Ambiente (°C) | Temp Deseada (°C) | Tiempo sin Manta (%) | Necesidades (kWh) |
|--------------|--------------------|-------------------|----------------------|-------------------|
| Enero | 4,90 | 25 | 100 | 8934 |
| Febrero | 6,50 | 25 | 100 | 7298 |
| Marzo | 10,00 | 25 | 100 | 6796 |
| Abril | 13,00 | 25 | 100 | 5202 |
| Mayo | 15,70 | 25 | 100 | 4342 |
| Junio | 20,60 | 25 | 100 | 2401 |
| Julio | 24,20 | 25 | 100 | 901 |
| Agosto | 23,60 | 25 | 100 | 1450 |
| Septiembre | 19,80 | 25 | 100 | 3362 |
| Octubre | 14,00 | 25 | 100 | 5888 |
| Noviembre | 8,90 | 25 | 100 | 7512 |
| Diciembre | 5,60 | 25 | 100 | 8830 |
| Anual | 13,90 | | 100 | 62917 |

Figura 65 – Programa “Ginepro 2,0”

Los datos introducidos como podemos ver son los siguientes:

- Tipo de piscina: Exterior
- Superficie de la piscina: 18m2
- Profundidad media de la piscina: 1,6m
- Volumen de la piscina: 28.80m3
- Humedad relativa: 42%
- Calor Esp. Fluido C.P: 0.9(Kcal/(Kg·oC) Con anticongelante al 30%

- Calor Esp. Fluido C.S: $1(\text{Kcal}/(\text{Kg}\cdot^{\circ}\text{C}))$
- Eficiencia del intercambiador. 0.95
- Longitud de la tubería:
- Tipo de tubería: Cobre

Hemos supuesto una temperatura deseada por los clientes de 25°C .

Nuestra piscina solo estará disponible para los meses estivales por lo que únicamente tendremos en cuenta las pérdidas durante dicho periodo.

- Junio: 2.401 kWh
- Julio: 901 kWh
- Agosto: 1.450 kWh
- Septiembre: 3.362 kWh
- Total: 8.114 kWh

7.2. Viabilidad económica

Para realizar el dimensionamiento de la instalación elegiremos septiembre por ser el mes más desfavorable y con las mayores pérdidas.

Por lo tanto suponiendo que son las pérdidas de energía de cada mes lo dividiremos por 30 para saber las pérdidas por día y entre 24 para llegar a la energía perdida por hora.

$$P = \frac{3362}{24 * 30} = 4,67 \text{ kW}$$

El dato obtenido es la potencia que necesitamos obtener para un correcto funcionamiento de la instalación durante toda la temporada de verano. Si vamos a los catálogos vemos que necesitamos usar el equipo GTP04. Este equipo está compuesto por cuatro paneles evaporadores y nos dará una potencia máxima por hora de 8,6kW por lo que será suficiente para nuestra instalación.

| Características | Ud. | GTP04 | GTP06 | GTP08 | GTP12 | GTP16 | GTP24 |
|---|-------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| Potencia calorífica nominal * | kW | 8,6 | 10,8 | 14,4 | 17,3 | 27,4 | 38 |
| Intensidad absorbida | A | 5,5 | 7 | 11,8 | 13,9 | 6,7 | 9,3 |
| Potencia eléctrica nominal | kW | 1,3 | 1,5 | 2,4 | 2,7 | 3,7 | 5,1 |
| Alimentación eléctrica | V/ph/ Hz | 230 / 1 / 50 | 230 / 1 / 50 | 230 / 1 / 50 | 230 / 1 / 50 | 380 / 3 / 50 | 380 / 3 / 50 |
| Nº paneles*** | Ud. | 4 | 6 | 8 | 12 | 16 | 24 |
| Cantidad de compresores | Ud. | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| Tipo de compresor | | Piston | Piston | Scroll | Scroll | Scroll | Scroll |
| Conexión del agua (entrada/salida) | Pulg. | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| Caudal mínimo de agua en el condensador | l/s | 0,92 | 1,11 | 1,44 | 1,72 | 2,72 | 3,84 |
| Dimensiones panel (long/alt/ prof) | mm | 1960 / 920 / 20 | 1960 / 920 / 20 | 1960 / 920 / 20 | 1960 / 920 / 20 | 1960 / 920 / 20 | 1960 / 920 / 20 |
| Peso panel | kg | 7,6 | 7,6 | 7,6 | 7,6 | 7,6 | 7,6 |
| Dimensiones equipo (long/ alt/ prof) | mm | 760 / 445 / 750 | 760 / 445 / 750 | 760 / 445 / 750 | 760 / 445 / 750 | 880 / 495 / 750 | 880 / 495 / 750 |
| Superficie de captación | m2 | 14,4 | 21,6 | 28,8 | 43,2 | 57,6 | 86,4 |

*Calefacción: Temp. Condensación 35°C Temp. Evaporación 7,2 °C

Figura 66 – Catálogo de productos [7]

Antes de aceptar como válido el equipo vamos a calcular el tiempo que supondría calentar nuestra piscina. Para ello sabemos que la temperatura del agua de red es de 15°C y queremos que alcance una temperatura de 25°C. Habrá un salto térmico, $\Delta T = 10^\circ\text{C}$. Necesitamos saber la energía necesaria para conseguir que supere el incremento de temperatura para ello usaremos la siguiente ecuación.

$$Q = mC_p\Delta T$$

Siendo:

$$V = 28,8 \text{ m}^3 = 28.800 \text{ dm}^3 = 28.800 \text{ litros}$$

$$\rho = \frac{m}{V}$$

$$m = 1 \text{ kg/dm}^3$$

$$m = 28.800 \text{ kg}$$

$$C_p = 1 \text{ Kcal/(kg} \cdot \text{K)}$$

$$Q = 28.800 \cdot 1 \cdot 10 = 288.000 \text{ kcal}$$

Sabemos que el factor de conversión para obtener kWh es de $1,622 \cdot 10^{-3}$ por lo tanto.

$$Q = 288.000 \cdot 1,622 \cdot 10^{-3} = 467,136 \text{ kWh}$$

El equipo tiene un rendimiento de 0,95 por lo que la energía empleada será de:

$$Q_{\text{empleada}} = \frac{467,136}{0,95} = 491,72 \text{ kWh}$$

Como ya hemos visto la potencia ofrecida por la instalación elegida es de 8,6kW, por tanto el tiempo que tarda en calentar el agua es de:

$$t = \frac{491,72}{8,6} = 57,18 \text{ h}$$

Es decir en un primer momento habrá que dedicarle 57,18 horas seguidas a elevar la temperatura hasta las condiciones óptimas elegidas por el usuario de la instalación. A partir de ese momento solo se pondrá en marcha cuando la temperatura de la piscina descienda por debajo de los $23,5^\circ\text{C}$. Para ello usaremos un termostato que mande la señal.

Tras calcular el tiempo necesario para la puesta en marcha y ver que es una cifra aceptable podemos concluir que el equipo elegido es adecuado para nuestro propósito.

Este constará de cuatro paneles termodinámicos que colocaremos con la siguiente distribución.

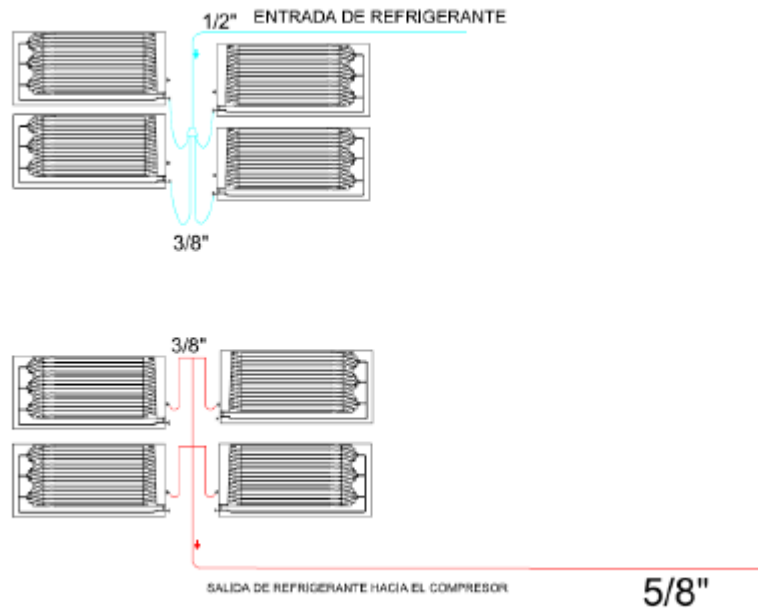


Figura 67 – Distribución de los paneles [7]

En la figura 67 podemos observar cómo será la entrada y salida del refrigerante. La entrada se hará desde la turbina que expansiona el refrigerante y la salida hacia el compresor.

Para hallar el consumo de la instalación debemos saber el tiempo que tarda en elevar 1,5 grados la temperatura del agua, (25-23,5°C). Procedemos de igual manera que en el caso anterior dando una cantidad de: $Q = 70,065 \text{ kWh}$. Si tenemos en cuenta el rendimiento será $Q_{\text{empleada}} = 73,75 \text{ kWh}$

Necesitamos saber el precio de la puesta en marcha de la instalación. Para ello si miramos en la tabla anterior podemos ver que tiene una potencia eléctrica nominal de 1.3kW. Si queremos obtener el coste multiplicaremos por el número de horas que está funcionando el equipo y por el coste del kWh. Obtendremos el siguiente resultado:

$$C = 57,18 * 1,3 \text{ kW} * 0,15 \frac{\text{€}}{\text{kWh}} = 11,15 \text{ €}$$

También debemos de calcular el coste que supondrá calentar la piscina cada vez que se enfríe por debajo de la temperatura marcada, para ello antes debemos saber el tiempo aproximado que tardará. Procederemos de la misma manera que en el caso de la puesta en marcha.

$$t = \frac{73,75 \text{ kWh}}{8,6 \text{ kW}} = 8,57 \text{ h}$$

$$C = 8,57h * 1,3kW * 0,15 \frac{€}{kWh} = 1,67€$$

Por otro lado vamos a calcular lo que supondría recuperar todas las pérdidas que tiene la piscina. Como ya hemos calculado antes, durante todo el periodo estival tiene unas pérdidas totales de 8.114kWh. Si lo dividimos entre la potencia que da el equipo cada hora podremos obtener las horas que tardará en recuperarlo.

$$t = \frac{8.114kwh}{8,6kW} = 943,488h$$

$$C = 943,488h * 1,3kW * 0,15 \frac{€}{kWh} = 183,98€$$

| | PRECIO (€/KWh) | ENERGÍA (kWh) | COSTE (€) |
|-----------------------------|----------------|---------------|-----------|
| PUESTA EN MARCHA | 0,15 | 10,58 | 11,15 |
| PÉRDIDAS AL AMBIENTE | 0,15 | 1.226,53 | 183,98 |

Tabla 13 – Presupuesto

La instalación tendrá un coste inicial de 7.266 €. Este es el presupuesto proporcionado por la empresa de fabricación “Energy Panel” que incluye el precio del material la instalación así como los costes de mantenimiento. Es una inversión importante que se compensa con el bajo consumo de electricidad y los bajos costes posteriores.



Soluciones de instalación clásicas

8. Soluciones de instalación clásicas

Para saber si nuestro equipo es rentable debemos conocer los costes que supondrían climatizar nuestra piscina con una bomba de calor, una caldera de gas natural o de gasóleo.

8.1. Bomba de calor

En primer lugar vamos a calcular los costes que supondría instalar una bomba de calor para nuestro estudio.

Para calcular el precio que supondría la electricidad se va a establecer un coste medio que aplicado sobre el consumo estival de electricidad nos permita obtener el coste de la energía eléctrica consumida.

Una bomba de calor consume una energía igual a las pérdidas que hemos calculado con el programa "Ginepro 2.0". Sabemos que el total de las pérdidas es lo que tiene que recuperar la bomba de calor y a través del precio del kWh eléctrico obtenemos el coste total. No hay que olvidar que la bomba de calor tiene un rendimiento del 60% el cual hay que tener en cuenta a la hora de calcular el coste. Hay que tener en cuenta también que "Ginepro 2.0" calcula las pérdidas asumiendo ya el rendimiento de los paneles termodinámicos por lo que a la hora de hacer los cálculos habrá que restarlo. En las fichas técnicas proporcionadas por la empresa productora aparece este rendimiento como del 0,95.

Procedemos a calcular los costes análogamente al caso principal, dando los siguientes resultados.

| | Precio (€/Kwh) | Energía (Kwh) | Coste (€) |
|-----------------------------|----------------|---------------|-----------|
| Puesta en marcha | 0,15 | 778,56 | 116,78 |
| Pérdidas al ambiente | 0,15 | 12.847,17 | 1.927,08 |

Tabla 14 – Presupuestos y consumo

Cabe tener en cuenta que al instalar una bomba de calor debemos incrementar la potencia contratada para la vivienda. En este caso antes hemos incrementado la potencia de máximo 4,6 kW a 10 kW. Este incremento supone un aumento del precio de 23,80 € a 37,4.8 €. Es decir, supondrá un incremento del coste en 13,68 €.

Por otro lado debemos sumarle los costes de instalación. La bomba de calor tendrá un valor de 1.495 €. Su instalación llevada a cabo por profesionales supondría un coste de 1.440 €. Ascendiendo a un total de 2.935 €.

Coste instalación:

$$C = 1495 \frac{\text{€}}{\text{caldera}} + 2 \text{empleados} * 8 \frac{\text{h}}{\text{día}} * 3 \text{días} * 30 \frac{\text{€}}{\text{h}} = 2.935 \text{€}$$

8.2. Caldera de gas natural

La caldera de Gas Natural elegida tiene un rendimiento en torno al 0,8.

Procediendo de igual manera que anteriormente los resultados son los siguientes:

| | PRECIO (€/KWh) | ENERGÍA (kWh) | COSTE (€) |
|-----------------------------|----------------|---------------|-----------|
| PUESTA EN MARCHA | 0,05750871 | 583,92 | 33,58 |
| PÉRDIDAS AL AMBIENTE | 0,05750871 | 9.635,375 | 738,82 |

Tabla 15 – Presupuestos y consumo

La tarifa tiene uso costes fijos mensuales de 8,58€/mes lo que supone un total de 34,32€. Una caldera, más su instalación, tiene un coste de 3.331€.

$$C = 1.219 \frac{\text{€}}{\text{caldera}} + 2 \text{empleados} * 8 \frac{h}{\text{día}} * 3 \text{días} * 33 \frac{\text{€}}{h} = 3.331 \text{€}$$

8.3. Caldera de gasóleo

El rendimiento de la caldera del Gasóleo es de 0,7

| | PRECIO (€/KWh) | ENERGÍA (kWh) | COSTE (€) |
|-----------------------------|----------------|---------------|-----------|
| PUESTA EN MARCHA | 0,085 | 667,34 | 56,72 |
| PÉRDIDAS AL AMBIENTE | 0,085 | 11.011,86 | 1.902 |

Tabla 16 – Presupuestos y consumo

Los costes fijos de instalación y componentes son:

$$C = 950 \frac{\text{€}}{\text{caldera}} + 2 \text{empleados} * 8 \frac{\text{h}}{\text{día}} * 3 \text{días} * 33 \frac{\text{€}}{\text{h}} = 2.534 \text{€}$$

A continuación podemos ver una gráfica el consumo total de todos los mecanismos analizados.

El usuario ya puede utilizar los datos creados para evaluar el diseño.

8.4. Comparativa entre equipos

Podemos observar en la figura 60 la energía que supondría por un lado la puesta en marcha del equipo y por otro lado la energía absorbida por cada uno de los equipos que supondría recuperar las pérdidas de energía cedida al ambiente.

A continuación vemos en la figura 61 como el consumo de energía a través de los años se dispara para la bomba de calor, la caldera de gas natural y la de gasóleo mientras que el consumo en nuestra instalación permanece mucho más bajo.

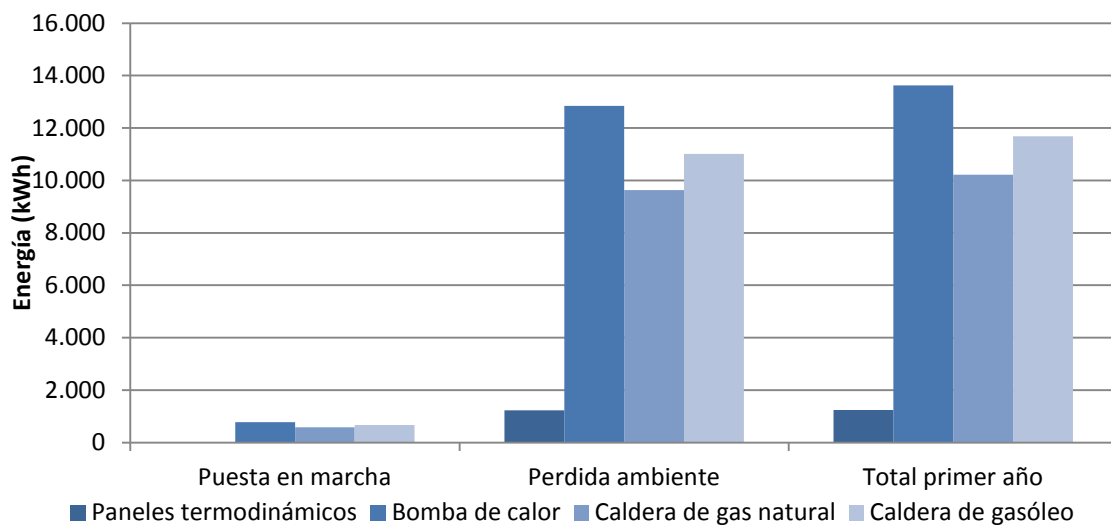


Figura 68 – Comparativa de consumo de energía entre distintos equipos

En la Figura 69 que observamos a continuación podemos apreciar que aunque el coste inicial de los paneles termodinámicos es mucho más caro que el resto, en un breve periodo de tiempo habremos disminuido los costes totales. Comparando con la bomba de calor y la caldera de gasóleo comenzará a ser más rentable a partir del tercer año. Para la caldera de Gas Natural habrá que esperar un poco más, el año que comienza a ser más barato lo alcanzamos en el séptimo.

- SOLUCIONES DE INSTALACIÓN CLÁSICAS -

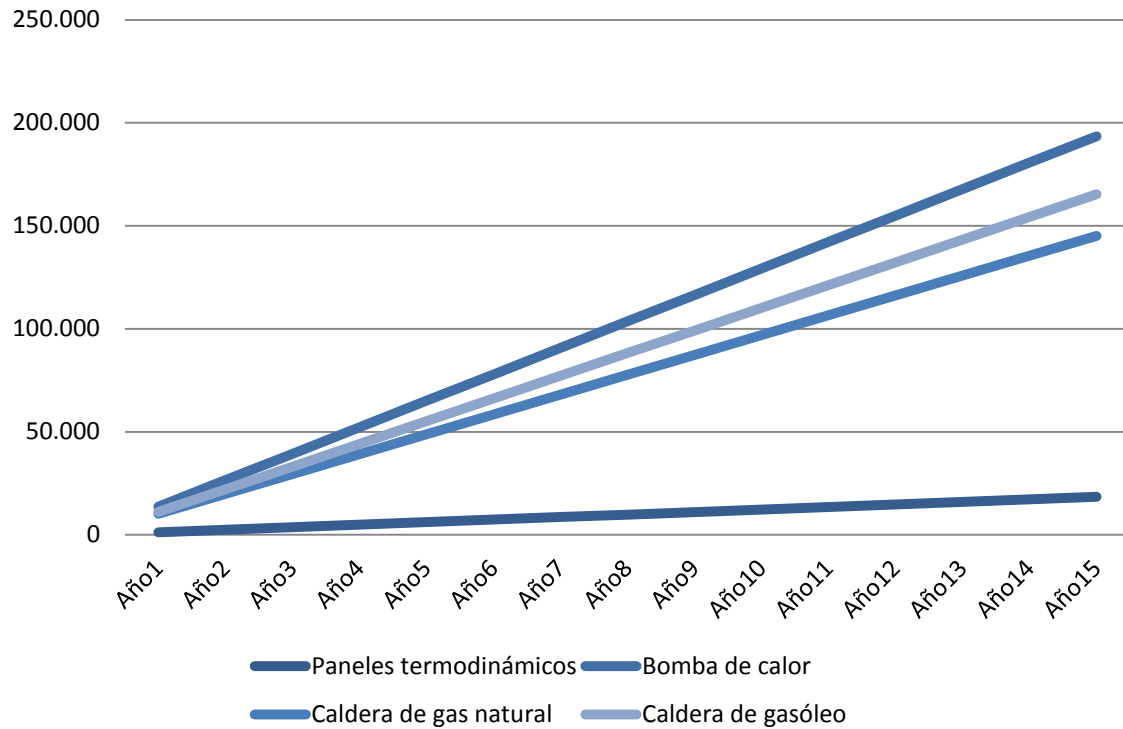


Figura 69– Comparativa de consumo de energía entre diferentes equipos

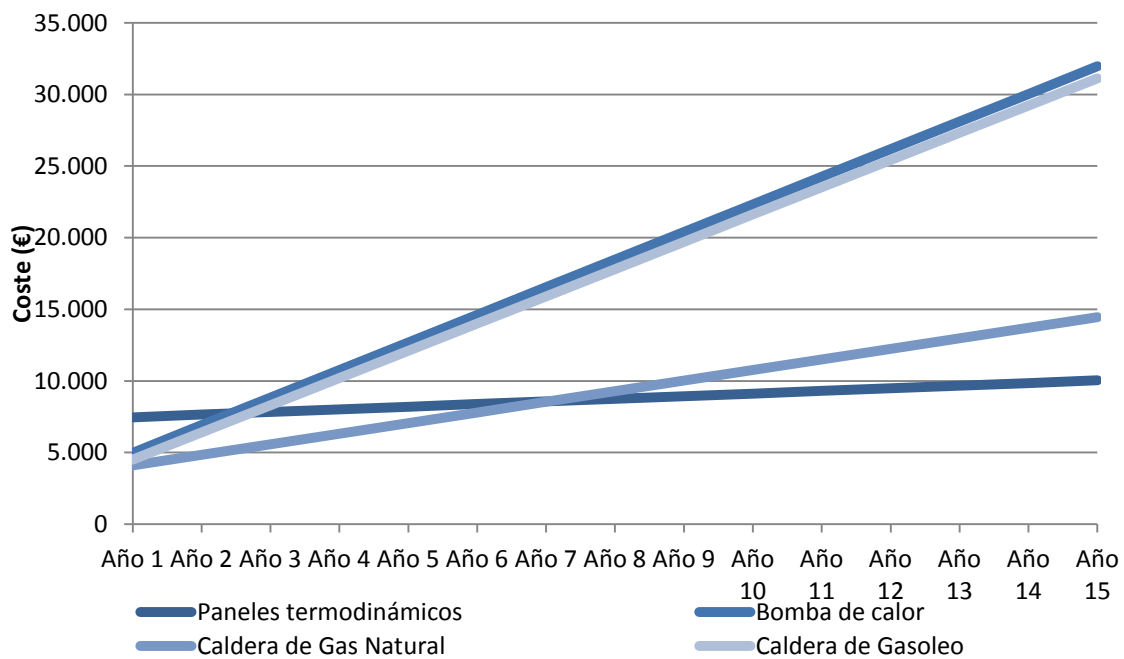


Figura 70 – Comparativa de coste entre diferentes equipos



Evaluación de impacto ambiental

9. Evaluación de impacto ambiental

Se llama Evaluación del Impacto Ambiental (EIA) al procedimiento que sirve para identificar, prevenir o evaluar el efecto que tendrá un nuevo proyecto sobre las instalaciones locales o sobre el entorno en caso de ser ejecutado. Según esta definición, el objetivo de este apartado es evaluar que efecto tiene cada una de las alternativas propuestas en el trabajo sobre el medio ambiente, utilizando como indicador las emisiones de gases de efecto invernadero y más en concreto las emisiones de CO₂.

Los resultados obtenidos serán de gran importancia a la hora de hacer la comparación entre equipos, porque uno de los principales objetivos consiste en reducir el impacto ambiental.

$$CO_2 = FE \cdot F_{con}$$

FE es el factor de emisión de CO₂ de cada uno de los distintos combustibles empleados

F_{con} es la energía primaria consumida en cada una de las instalaciones [kgCO₂/kWh].

| | Factor de emisión de CO ₂ | Emisiones CO ₂ arranque (kg) | Emisiones CO ₂ pérdidas anuales (kg) |
|-------------------------------|--------------------------------------|---|---|
| Paneles termodinámicos | 0,233 | 285,78 | 16,45 |
| Bomba de calor | 0,233 | 2.993,39 | 153,89 |
| Caldera de gas natural | 0,21564 | 2.077,77 | 106,82 |
| Caldera de gasóleo | 0,29448 | 3.242,77 | 166,71 |

Tabla 17 – Emisiones CO₂

Estudiando los resultados del análisis de impacto ambiental se puede decir que existe una gran diferencia entre las emisiones de CO₂ de nuestros equipos y las posibles opciones sustitutivas. Siendo considerablemente menores las emisiones de la instalación de paneles termodinámicos.

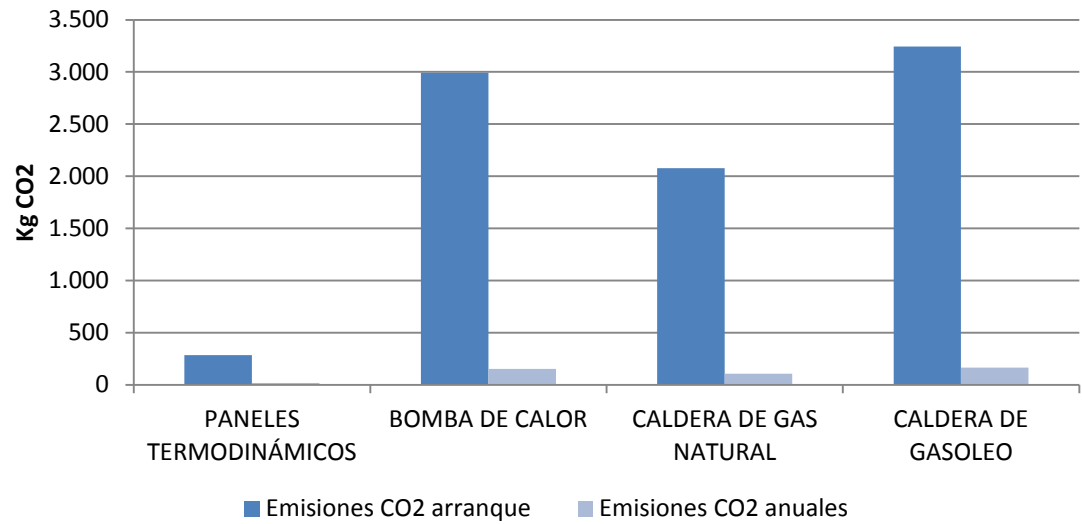


Figura 71 – Gráfico sobre las emisiones de CO₂.



Trabajos futuros

10. Trabajos futuros

De cara al mejor aprovechamiento de la instalación un trabajo futuro es el estudio del desarrollo necesario para su uso durante todo el año, esto nos permitiría hacer la instalación más aprovechable y por lo tanto rentable.

Buscando un mayor grado de complejidad reducir la dependencia de electricidad sería una mejora significativa de la instalación.

Con una mayor inversión podríamos llevar nuestro proyecto más allá y calentar el agua caliente sanitaria o instalar calefacción por suelo radiante en la vivienda

Para ello habría que realizar un análisis y conocer datos tales como las medidas de la casa, el número de habitaciones, el número de habitantes, las costumbres o requisitos solicitados. Con ello podríamos conocer las dimensiones del depósito para acumular el agua caliente sanitaria o la temperatura de almacenamiento del agua entre otras cuestiones.

Se habría de realizar un estudio de viabilidad económica como en esta ocasión teniendo en cuenta que el equipo habría que utilizarlo durante todo el año y no solo durante los meses estivales. Esto supondría una disminución del COP al haber temperaturas muy frías en el exterior de la vivienda.



Conclusiones

11. Conclusiones

El objetivo inicial de este proyecto fin de Carrera era el de instalar un equipo para climatizar una piscina de una vivienda unifamiliar para su uso en los meses estivales en una zona de la sierra de Madrid en la que las temperaturas en verano no son muy altas.

Se buscaba un producto que fuera viable económicamente, respetuoso con el medioambiente y sustituto de las tecnologías de energías renovables usadas actualmente como son los paneles solares.

Hemos podido comprobar a lo largo de nuestro proyecto que dichos objetivos han sido cumplidos y hemos obtenido resultados muy positivos.

En primer lugar en el análisis de viabilidad económica hemos comprobado a través de la comparación con los equipos convencionales que nuestra tecnología es la más económica. Aunque la inversión inicial es más elevada en un breve periodo de tiempo este desembolso estará amortizado. Al compararlo con la caldera de gasóleo y la bomba de calor hemos visto en los gráficos que a partir del tercer año es más económico el uso de paneles termodinámicos y tenemos que esperar al séptimo año para que lo sea frente a la caldera de gas natural. Este tiempo es pequeño frente a la vida útil de los equipos.

En lo que respecta a las emisiones de CO₂ hay una diferencia significativa entre nuestro equipo instalado y sus competidores. Esta es la razón de que haya conseguido el Documento de Idoneidad Técnico que concluye que este sistema es adecuado conforme con el Código Técnico de la Edificación. Es decir como buscábamos en nuestros objetivos hemos implantado una mejor tecnología renovable sustituta de los paneles solares.

Por lo tanto podemos concluir que hemos conseguido satisfactoriamente todos los objetivos que nos habíamos marcado.



Bibliografía

12. Bibliografía

Çengel, Yunus A.; Boles, Michael A.; *“Termodinámica”*, McGraw-Hill Interamericana

Incropera, Frank P.; De Witt, David P.; *“Fundamentos de transferencia de calor”*, Prentice Hall Hispanoamericana

Russell, Lynn D.; Adebisi, George A., *“Termodinámica clásica”*, Addison-Wesley Iberoamericana

Wark, Kenneth; Richards, Donald E., *“Termodinámica”*, McGraw-Hill Interamericana

Potter, Merle C.; Somerton, Craig W.; *“Termodinámica para ingenieros”*, McGraw-Hill Interamericana

[1] Informe Anual BP

[2] Observatorio Mauna Loa

[3] WorldWatch Institute

[4] EUROSTAT (2009)/MITYC (2010))

[5] Plan de Acción 2011-2020

[6] Çengel Boles

[7] Energy Panel

[8] Sanhua

[9] Apuntes sistemas térmicos

[10] Termodinámica clásica

[11] Ginepro 2.0

12.1. Páginas Web

A continuación se citan las páginas Web que han sido consultadas para la realización de este Proyecto Fin de Carrera. Estas páginas fueron consultadas por última vez en septiembre de 2013, por lo que no se garantiza su existencia un tiempo después.

<https://www.iberdrola.es/clientes/hogar/luz/menos-10kw/plan-hogar>

<http://www.idae.es/index.php/idpag.481/relcategoria.1368/reلمenu.363/mod.pags/mem.detalle>

http://www.leroymerlin.es/leroymerlinonline/productos/jardin/piscinas/calentadores_y_bombas_de_calor_para_piscinas/filtroMC.html?tagId=38176

<http://www.calderadegasmadrid.com/Condensacion-25-29-kW-en-ac/ver-todos-productos.html>

http://economia.elpais.com/economia/2013/06/26/actualidad/1372257801_281141.html

<http://energeticafutura.com/blog/infografias-sobre-el-consumo-energetico-mundial-y-datos-de-renovables/>

http://www.itccanarias.org/web/difusion/recursos_didacticos/Energia/Documentacion/PDF/46863411-Libro-de-energias-renovables-y-eficiencia-energetica.pdf

<http://www.energiasrenovables.ciemat.es/especiales/energia/index.htm>

[a] <http://www.pps.k12.or.us>

[b] <http://www.serdigital.cl>

[c] <http://www.fisicanet.com.ar>

[d] <http://ocwus.us.es>

[e] <http://acer.forestales.upm.es>

[f] www.kalipedia.com

[g] www.senacompresores.blogspot.com

[h] www.atmosferis.com

[i] www.gas-servei.com/docs/tecnicas/ref/R407C.pdf

[j] www.gas-servei.com/docs/tecnicas/ref/R134A.pdf

[k] www.googlemaps.com

[l] www.gas-servei.com/docs/tecnicas/ref/R407C.pdf

[m] www.gas-servei.com/docs/tecnicas/ref/R134A.pdf

[n] www.aemt.es



Diagramas

Anexo 1: Diagramas

Diagrama de Mollier o diagrama P – h R-407c

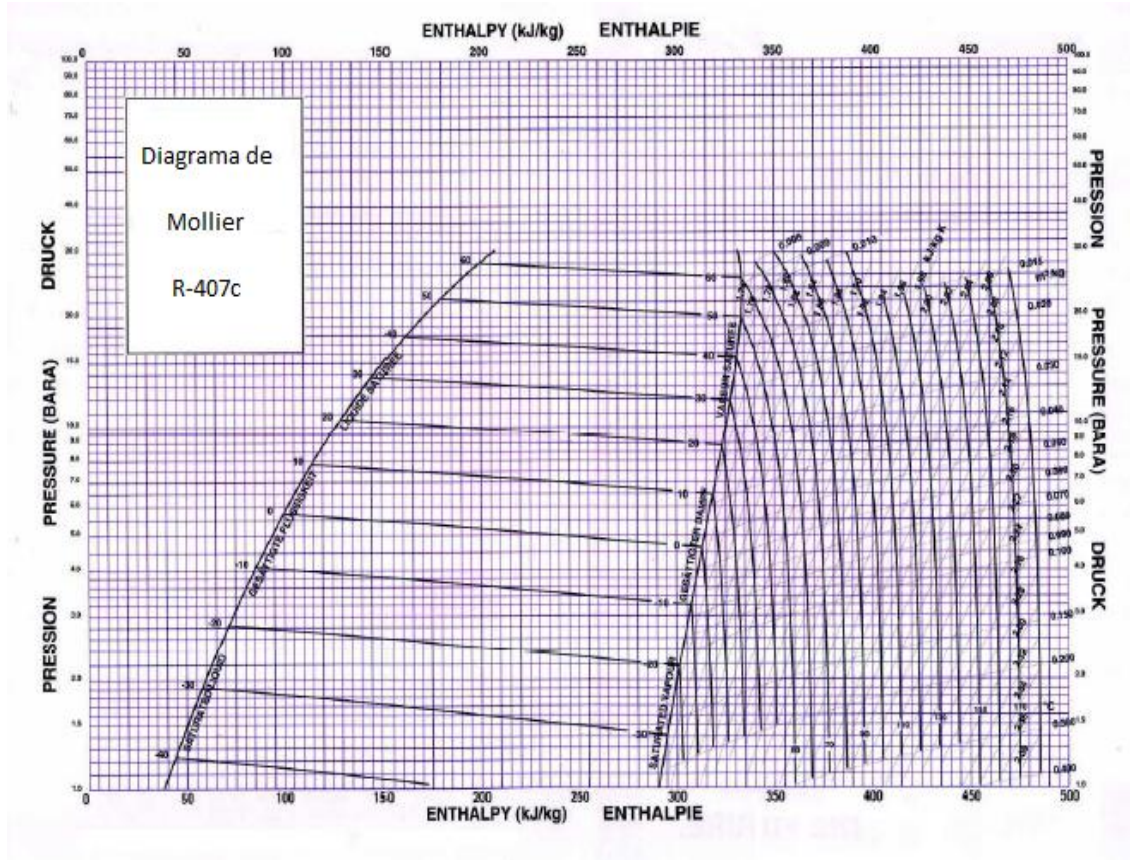


Diagrama de Mollier o diagrama P – h, R-314a

